



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní



MECHANICKÉ ZTRÁTY HNACÍHO ÚSTROJÍ AUTOMOBILŮ

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R000 – Strojní inženýrství
Autor práce: **Tomáš Petr**
Vedoucí práce: prof. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

MECHANICAL LOSSES OF DRIVETRAIN AUTOMOBILES

Bachelor thesis

Study programme: B2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2301R000 – Mechanical Engineering
Author: **Tomáš Petr**
Supervisor: prof. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení:

Tomáš P E T R

Studijní program:

B2301 Strojní inženýrství

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje bakalářská práce na téma:

MECHANICKÉ ZTRÁTY HNACÍHO ÚSTROJÍ AUTOMOBILŮ

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle bakalářské práce a doporučené metody pro vypracování)

Rešeršní práce popisující současné trendy v konstrukci a v experimentech při snižování mechanických ztrát hnacího ústrojí od motoru ke kolům automobilu.

- 1) Zpracujte ucelený přehled problematiky snižování mechanických ztrát hnacího ústrojí automobilů.
- 2) Specifikujte blíže příčiny mechanických ztrát jednotlivých skupin hnacího ústrojí (spojka, převodovka, rozvodovka, nápravové a mezinápravové diferenciály) a možnosti jejich snížení volbou vhodné konstrukce, technologie a materiálu.
- 3) Na blokovém schématu popište možnosti jednoduchých výpočtů mechanické účinnosti skupin a celku hnacího řetězce automobilu při jízdě v přímém směru a v zatáčce.
- 4) Popište experimentální postupy při zjišťování mechanické účinnosti a zpracujte přehled vhodných zařízení.
- 5) Navrhněte využitelnost zařízení PowerTrain k měření mechanické účinnosti.
- 6) Cílem bakalářské práce je použitelnost výsledků v laboratoři CxI.



Prohlášení k využívání výsledků bakalářské práce

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis

Poděkování

Rád bych poděkoval panu prof. Ing. Celestýnu Scholzovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při zpracování bakalářské práce.

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá problematiku mechanických ztrát v hnacím ústrojí osobních automobilů. Jsou zde popsány příčiny vzniku ztrát v jednotlivých komponentech hnacího ústrojí s názorným příkladem výpočtu mechanické účinnosti jednotlivých komponent a celku hnacího ústrojí. Dále jsou zde uvedeny jednotlivé metody pro určení těchto ztrát, včetně návrhu využitelnosti těchto metod na zařízení PowerTrain v laboratoři CxI.

Klíčová slova

hnací ústrojí, powertrain, účinnost, mechanické ztráty

Abstract

This thesis deals with the mechanical losses in the drive train cars. Are described causes of losses in individual components of the drive system with an illustration of calculating the mechanical efficiency of individual components and the whole drivetrain. Furthermore, there are various methods for determining those losses, including a proposal for utilization of these methods in the laboratory equipment PowerTrain CXI.

Keywords

driveline, powertrain test bed, efficiency, mechanical losses

Seznam symbolů

B	rozchod kol	[m]
d	průměr hřídele	[m]
D_l	vzdálenost ložisek od kloubu	[m]
D_0	vnější průměr ozubeného kola	[m]
d_0	vnější průměr pastorku	[m]
D_p	roztečný průměr ozubeného kola	[m]
d_p	roztečný průměr pastorku	[m]
F'	síla na vnitřním hnacím kole	[N]
F''	síla na vnějším hnacím kole	[N]
F_o	síla přenášená klecí diferenciálu	[Nm]
h_a	výška hlavy zubu	[m]
h_c	vzdálenost mezi disky	[m]
d_b	vnitřní průměr ložiska	[m]
i	převodový poměr	[-]
i_v	vnitřní převod diferenciálu	[-]
J	moment setrvačnosti	[$\frac{kg}{m^2}$]
M'	moment na vnitřním hnacím kole	[Nm]
M''	moment na vnějším hnacím kole	[Nm]
M_{ϵ}	moment čerpadla	[Nm]
M_{drag}	třecí moment způsobený odporem brodění, vířením atd.	[Nm]
M_i	indikovaný moment	[Nm]

M_{IT}	moment valivého tření	[Nm]
M_{k1}	vstupní krouticí moment	[Nm]
M_{k2}	výstupní krouticí moment	[Nm]
M_o	krouticí moment přenášený klecí diferenciálu	[Nm]
M_{sl}	moment smykového tření	[Nm]
M_{seal}	třecí moment těsnění	[Nm]
M_T	třecí moment	[Nm]
M_t	moment turbíny	[Nm]
M_z	ztrátový moment	[Nm]
N	počet disků	[-]
n_1	vstupní otáčky	[$\frac{ot}{s}$]
n_2	výstupní otáčky	[$\frac{ot}{s}$]
n	otáčky hřídele	[$\frac{ot}{s}$]
n_{ϵ}	otáčky čerpadla	[$\frac{ot}{s}$]
n_t	otáčky turbíny	[$\frac{ot}{s}$]
P_1	vstupní výkon	[W]
P_2	výstupní výkon	[W]
P_c	celkový ztrátový výkon	[W]
P_e	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[W]
P_m	mechanický ztrátový výkon	[W]
P_{rot}	rotační ztrátový výkon	[W]

P_z	ztrátový výkon	[W]
R	poloměr otáčení středu	[m]
R_e	efektivní poloměr	[m]
r	poloměr kola	[m]
$r_{1c,2}$	vnější a vnitřní poloměr lamel	[m]
s	svornost	[-]
t	čas	[s]
$v_{0,1,2}$	rychlosti členů 0,1,2	[$\frac{m}{s}$]
x_{hm1}	korekce	[m]
$z_{1,2}$	počet zubů kol 1,2	[-]
α, α_v	úhel záběru	[°]
α_n	normálový úhel záběru	[°]
$\alpha_{va1,2}$	úhel záběru virtuálního kola a pastorku	[°]
β	úhel svírající vstupní a výstupní hřídel	[°]
$\varepsilon_{v1,2}$	kontaktní poměr ozubeného kola a pastorku	[-]
ϕ	ztrátový faktor	[-]
γ	úhel stoupání šneku	[°]
η_1	účinnost spojky	[-]
η_2	účinnost převodovky	[-]
η_3	účinnost diferenciálu	[-]
η_4	účinnost kardanova kloubu	[-]
η_4^{dc}	účinnost zdvojeného kardanova kloubu	[-]

η	celková účinnost	[-]
η_d	vlastní mechanická účinnost	[-]
ι_c	dynamická viskozita	[<i>Pa.s</i>]]
θ_{10}	úhlová poloha hřídele měřená ve vertikální rovině	[<i>rad</i>]]
μ	součinitel tření	[-]
$\omega_{0,1,2}$	úhlové rychlosti členů 0,1,2	[$\frac{rad}{s}$]]

Obsah

Prohlášení k využívání výsledků bakalářské práce.....	4
Poděkování.....	5
Abstrakt.....	6
Seznam symbolů.....	7
Obsah	11
1 Úvod.....	13
2 Problematika snižování mechanických ztrát.....	14
3 Mechanické ztráty v jednotlivých komponentech hnacího ústrojí	15
3.1 Spojka	15
3.1.1 Suchá třecí spojka.....	16
3.1.2 Mokrý třecí spojka (lamelová).....	17
3.1.3 Hydrodynamická spojka.....	18
3.2 Převodovka	20
3.3 Diferenciál.....	23
3.4 Spojovací hřídel	26
4 Výpočet mechanických ztrát v jednotlivých komponentech.....	28
4.1 Spojka	29
4.1.1 Kotoučová třecí spojka [13]	29
4.1.2 Hydrodynamická spojka [2]	29
4.2 Převodovky.....	29
4.3 Diferenciál [12].....	30
4.4 Kardanův hřídel [19]	33
4.5 Ozubené převody a ložiska	34
4.5.1 Čelní soukolí [20].....	34
4.5.2 Šnekové soukolí [20]	35
4.5.3 Kuželové soukolí [21].....	36
4.5.4 Ložiska [22]	37
5 Experimentální způsoby zjišťování mechanické účinnosti.....	37
5.1 Způsoby zatěžování při měření účinnosti.....	37
5.1.1 Statické zatěžování	37

5.1.2	Dynamické zatěžování	37
5.2	Metody měření účinnosti hnacího ústrojí	38
5.2.1	Protáčení dynamometrem	38
5.2.2	Metoda s využitím piezoelektrického snímače	38
5.2.3	Decelerační metoda	41
5.2.4	Metoda s využitím snímačů krouticího momentu	41
5.2.5	Metoda s využitím elektromotoru	42
5.3	Měření účinnosti na jednotlivých komponentů	43
5.3.1	Měření účinnosti převodovek	43
6	Návrh využitelnosti zařízení k měření účinnosti	44
6.1	Technické parametry zkušebny	44
6.2	Návrh metody	45
7	Závěr	47
8	Seznam použité literatury	48

1 Úvod

V dnešní době, kdy jsou zavedeny emisní normy EURO, rostou ceny pohonných hmot a stoupá neustálý tlak ze strany EU na ekologičnost silniční dopravy, jsou výrobci automobilů nuceni hledat nová technická řešení, která splňují přísné normy a zároveň uspokojují požadavky zákazníků na co nejlevnější provoz.

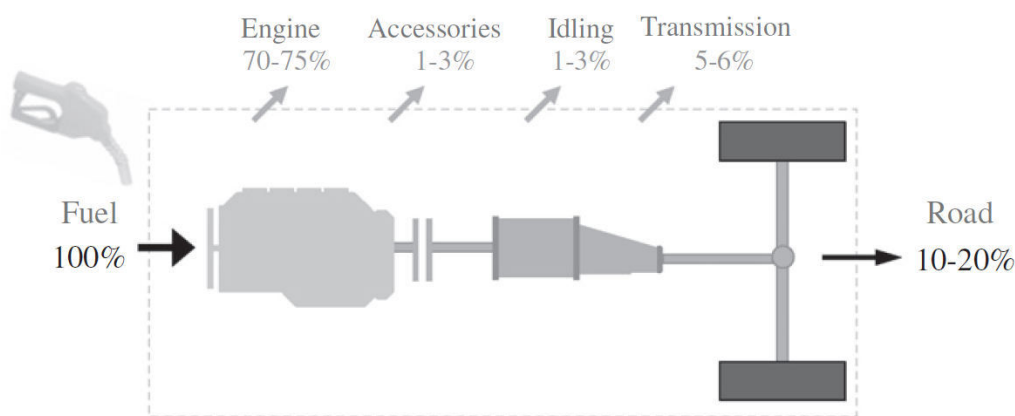
Jednou z věcí, která se negativně podílí na spotřebě je tření vznikající mezi pohyblivými se komponenty v hnacím ústrojí. Z toho důvodu je snahou výrobců motorových vozidel hledání a vymýšlení nových konstrukčních řešení, které by měli za následek zvyšovat životnost, spolehlivost a snižovat mechanické ztráty jednotlivých komponent hnacího ústrojí. Tyto mechanické ztráty v hnacím ústrojí jsou jedním z nejdůležitějších faktorů, které výrazně ovlivňují výslednou účinnost automobilu. S rostoucími mechanickými ztrátami klesá výkon přenášený z motoru na kola a výrazně roste spotřeba paliva. Je třeba si uvědomit, že mechanické ztráty nemohou být nikdy úplně odstraněny, ale pouze eliminovány. Těmito problémy se po celém světě zabývá spousta odborníků a znalců. Jejich cílem bude objasnění veškerých mechanických ztrát, tedy i pasivních odporů, které nepříznivě ovlivňují výsledné vlastnosti motoru.

Cílem této bakalářské práce je rešeršní zpracování experimentálních postupů pro měření mechanické účinnosti hnacího ústrojí a soupis vhodných metod využitelných pro měření účinnosti na zkušebně powertrain v laboratoři CxI. Dílčím cílem je pak specifikace příčin vzniku mechanických ztrát v jednotlivých komponentech hnacího ústrojí a následné uvedení příkladu výpočtu těchto ztrát.

2 Problematika snižování mechanických ztrát

Hnací ústrojí osobních automobilů tvoří motor, spojka, převodovka, rozvodovka a hnací hřídele. Všechny tyto součásti tvoří celek pohánějící nápravu vozidla. Aby se osobní automobil mohl pohybovat, musí dojít k přeměně energie z dodaného paliva na mechanickou práci. Při této přeměně vznikají významné ztráty výkonu, které snižují výkon indukovaný spalovacím motorem na výkon efektivní, který je odebírán na kolech automobilu. Tyto ztráty se obvykle měří v procentech a jsou specifické pro každé vozidlo. Obecně mohou tyto ztráty dosahovat až několik desítek procent z celkového výkonu vozidla. U osobních automobilů se využije jen asi 10-20 % energie z dodaného paliva. Zbytek energie se přemění na teplo.

Z celkových ztrát vznikajících v automobilu je u benzinových vozidel přes 70-75 % energie ztraceno ve spalovacím motoru, účinnější dieselové motory dosahují přibližně polovičních ztrát. 1-3 % energie je spotřebováno na pohon příslušenství jakou jsou klimatizace, posilovač řízení, atd. Ztráty okolo 5-6 % vznikají při přenosu výkonu hnacím ústrojím. Dále pak 1-3 % energie se ztratí při jízdě v městském provozu nebo v dopravní zácpě, kdy motor běží většinu času na volnoběh. [1]



Obrázek 1: Mechanické ztráty v hnacím ústrojí [1]

Rozdělení hnacího ústrojí dle pohonu nápravy

Uspořádání hnacího ústrojí má významný vliv na účinnost celkové soustavy. Mezi základní a nejpoužívanější druhy uspořádání hnacího ústrojí u osobních automobilů patří: [2]

- Pohon předních kol (FWD) – všechny části hnacího ústrojí jsou umístěny u přední nápravy. Motor může být usazen podélně nebo příčně, před nebo za přední nápravu. Dnes je to nejčastější uspořádání hnací soustavy. Mechanické ztráty v tomto uspořádání jsou 10-15 %.
- Pohon zadních kol (RWD) – motor, spojka, převodovka, rozvodovka a diferenciál jsou umístěny u zadní nápravy. Pokud má vůz motor před zadní nápravou, označuje se jako vůz se středně umístěným motorem. Stejně jako v předchozím případě může být motor uložen příčně nebo podélně. Mechanické ztráty se pohybují v rozmezí 15-20 %.
- Klasická koncepce (Transaxle) – motor a spojka jsou vpředu, rozvodovka a diferenciál jsou umístěny na poháněné zadní nápravě. Převodovka se umísťuje k přední nebo zadní nápravě pro optimální rozložení hmotnosti.
- Pohon všech kol (AWD) – motor je většinou umístěn vpředu, výkon je přenášen na všechna čtyři kola. Pohon všech kol může být stálý nebo zapínatelný. Při pohonu všech kol je nutný mezinápravový diferenciál pro vyrovnání otáček předních a zadních kol. Mechanické ztráty jsou 20-30 %.

U starších automobilů s automatickou převodovkou byly ztráty v hnacím ústrojí o 2-5 % vyšší než u automobilů s manuálním řazením. V dnešní době se moderní dvojspojkové převodovky účinností velmi blíží účinnosti manuálních převodovek nebo dosahují účinnosti vyšší.

3 Mechanické ztráty v jednotlivých komponentech hnacího ústrojí

3.1 Spojka

Spojka je strojní součást, jejíchž úkolem je spojit nebo krátkodobě rozpojit dva hřídele a za rotačního pohybu mezi nimi přenášet výkon (točivý moment). Hlavním požadavkem je plynulý rozjezd vozidla bez šubání a zbytečného prokluzu. S tím souvisí požadavek na ovládání spojky malými silami a spolehlivý přenos točivého momentu. Dále je potřeba aby spojka byla schopna přenést točivý moment větší než je maximální točivý moment motoru cca o 15-25 %, například pro vyproštění uvíznutého vozidla. [2]

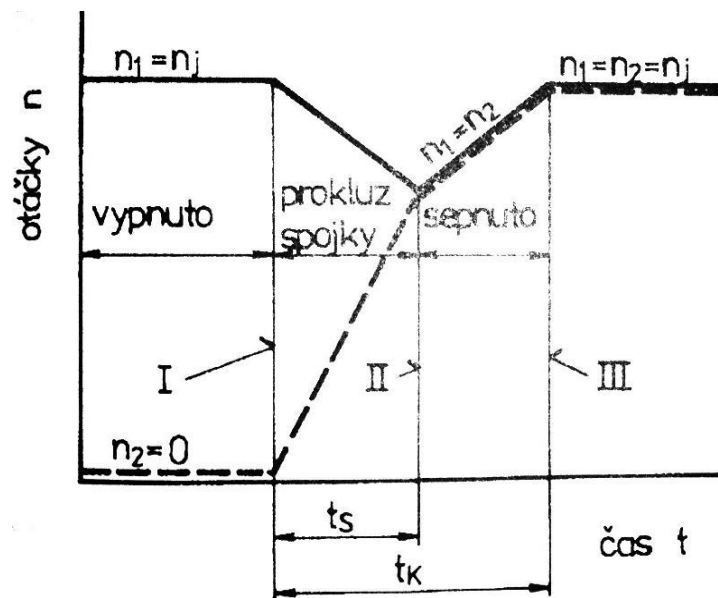
Spojky se dělí podle vzájemného silového působení na:

- mechanické (třecí) – suché, mokré
- hydrodynamické
- elektromagnetické

3.1.1 Suchá třecí spojka

Mezi nejvíce využívané typy spojek u motorových vozidel se řadí kotoučová třecí spojka suchá. Hnací část tvoří setrvačnick s přitlačným kotoučem. Hnanou částí je spojkový kotouč. Hnací části jsou k sobě přitlačovány pružinami.

Na následujícím obrázku je znázorněn časový průběh otáček během rozjezdu vozidla s třecí spojkou. Předpokládáme, že točivý moment motoru je během času t_k konstantní. Čas t_k je doba, po které jsou dosaženy opět jmenovité otáčky n_j . Na začátku jsou otáčky hnaného hřídele nulové, po sepnutí spojky (I) dochází po dobu t_s k prokluzu. Otáčky hnacího hřídele se snižují až do vyrovnání otáček s hnaným hřídelem (II). Další přenos výkonu již probíhá bez prokluzování spojky, kotouče jsou spojeny přitlačnou a třecí silou. V bodě (III) je dokončen rozjezd vozidla. Hnací a hnaná hřídel se otáčejí jmenovitými otáčkami n_j . [2]



Obrázek 2: Časový průběh otáček při rozjezdu vozidla s třecí spojkou [2]

Rozdělení suchých třecích spojek: [2]

Spojky s vinutými pružinami

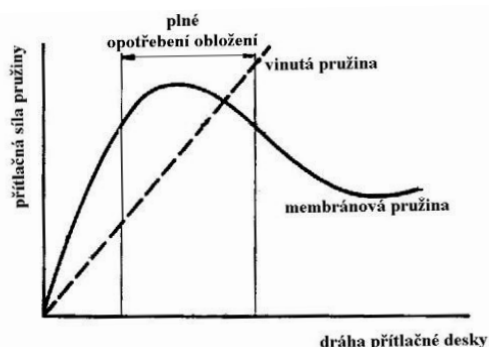
Tyto spojky mají nepříznivý průběh silové charakteristiky, jelikož přitlačná síla vlivem opotřebení lineárně klesá. Z tohoto důvodu se u nové spojky musí stanovit vyšší přitlačná síla, aby se zajistila dostatečná rezerva přenosu točivého momentu i při opotřebení spojky.

Spojky s talířovou pružinou

Spojky s velkou spolehlivostí. Jejich silová charakteristika je výhodnější než u spojky s vinutými pružinami, podobná jako u membránové pružiny. Díky použití talířové pružiny došlo ke zmenšení potřebné přitlačné síly.

Spojky s membránovou pružinou

V konstrukci spojek s membránovou pružinou se místo klasických vinutých pružin používají membránové pružiny. Jak je znázorněno na obrázku na rozdíl od vinuté pružiny neroste přitlačná síla membránové pružiny lineárně s dráhou předpětí, nýbrž má v pracovní oblasti výrazné maximum. Tento průběh přitlačné síly umožňuje poměrně značné opotřebení, aniž by došlo ke snížení minimální přitlačné síly.



Obrázek 3: Charakteristika spojky s membránovou pružinou [2]

3.1.2 Mokrý třecí spojka (lamelová)

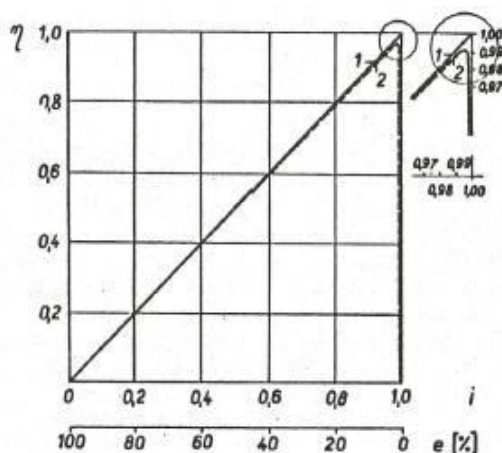
Lamelové spojky umožňují přenos větších točivých momentů, jelikož mají více přitlačných kotoučů. U mokrých spojek obíhají lamely v olejové lázni. Hnací lamely mají obvykle vnější ozubení a axiální posuv a jsou uloženy proti otáčení se skříní spojky. Hnané kotouče mají vnitřní ozubení a axiální posuv a ozubením jsou zajištěny proti otáčení na náboji hnaného hřídele. Vyvození přitlačné síly pro spojení lamel je zajištěno jednou nebo několika tlačnými pružinami. Díky brodění v olejové lázni mají tyto spojky nižší účinnost než spojky suché. [2]

3.1.3 Hydrodynamická spojka

Hydrodynamická spojka se používá především u automatických převodovek. Mezi její hlavní části patří čerpadlo a turbínové kolo, kdy čerpadlo je roztáčeno motorem, čímž se rozpohybuje olej uvnitř spojky a roztáčí turbínové kolo. Z toho důvodu nedochází k opotřebení spojky, neboť nedochází ke kontaktu částí. Mezi její přednosti patří plynulý rozjezd vozidla, tlumení torzních kmitů a minimální údržba. Hlavní nevýhodou je její skluz.

Skluz vzniká při zvyšování otáček motoru, kdy vlivem dynamických účinků kapaliny se čerpadlové kolo otáčí rychleji než kolo turbínové. Při vyšších otáčkách je skluz 2-3 %, což je rovná ztrátě její účinnosti. [2]

Na obrázku 4 je znázorněna závislost účinnosti hydrodynamické spojky na převodovém poměru. Přímka 1 znázorňuje ideální průběh, který neuvažuje třecí ztráty. Křivka 2 znázorňuje skutečný průběh, kdy je patrné, že reálná účinnost je nižší než teoretická při stejném skluzu. Tento rozdíl se zvyšuje se snižujícím se skluzem. [2]

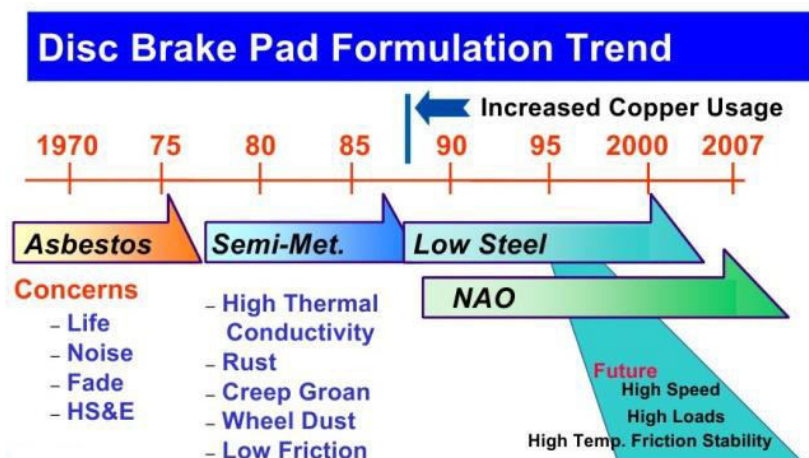


Obrázek 4: Závislost účinnosti hydrodynamické spojky na převodovém poměru [2]

Moderní vývoj automobilových spojek směřuje k zmenšování rozměrů spojek, snižováním kmitů mezi převodovým ústrojím a k využívání moderních konstrukčních materiálů s vysokým koeficientem tření pro zlepšení přenosu výkonu.

Materiálů využívaných pro spojkové obložení je celá řada. Dříve se používaly materiály, jejichž základem byl azbest, který byl zdravotně nevyhovující. Dnes se již vyrábějí bezazbestové třecí materiály jako skleněná vlákna, minerální vlákna, uhlíková vlákna a vlákna aromatických polymerů. Jako plnicí a nosný materiál slouží materiály, které mají rozdílné účinky, např. baryt, kaolin, pryskyřice nebo oxidy hliníku. [2]

V následující tabulce je uveden stručný přehled trendu ve vývoji materiálů pro brzdové destičky. Na tomto přehledu lze názorně ukázat i vývoj materiálů spojkového obložení, jelikož oba případy vyžadují materiály s vysokým třením. [3]



Tabulka 1: Vývojový trend materiálů brzdného obložení [3]

Mezi nejznámější světové výrobce automobilových spojek patří firmy např. EXEDY, LUK nebo SACHS.

Jako příklad uvedu japonskou firmu EXPEDY, která patří k největším výrobcům automobilových spojek. Mezi jejich nejnovější typ patří spojky se systémem D-Core. Tento systém spojkového systému je vytvořený tak, aby pohlcovал hluk a chvění vycházející z diferenciálu, převodovky a motoru. Konstrukce D-Core spojky umožňuje ideální zapnutí spojky, zároveň díky velkému přitlačnému kotouči, jehož plocha je tvořena z karbonových vláken dochází k velmi dobrému přenosu točivého momentu. Pro přenos výkonu i při vysokých hodnotách krouticího momentu se využívá systém dvojitéch lamel nebo trojitých lamel. [4]



Obrázek 5: Spojka Hyper Carbon D-Core Single [4]

3.2 Převodovka

Převodovka obecně slouží ke změně otáček motoru. Změnou otáček dosahujeme zvýšení síly (krouticího momentu) pohonné jednotky při snížení úhlové rychlosti výstupní hřídele, nebo také naopak. Teoreticky platí, že přenesený výkon je stejný, pouze se zvýší síla na hřídeli při poklesu otáček, nebo se síla zmenší při zvýšení otáček. Prakticky je přenos výkonu vždy ztrátový vlivem účinnosti převodu. [6]

Hlavní příčiny vzniku mechanických ztrát v převodovce lze rozdělit do dvou skupin, jsou to:

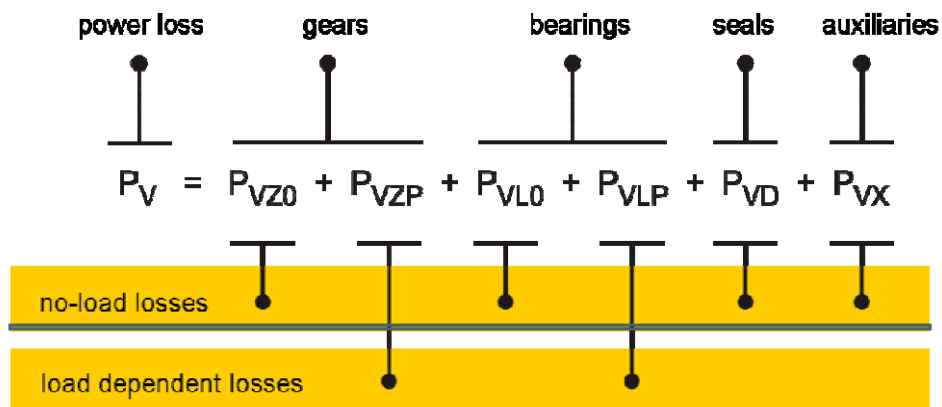
- ztráty závislé na zatížení
- ztráty nezávislé na zatížení

Ztráty závislé na zatížení

Jsou to ztráty, které závisí na zatížení převodovky a mají dominantní vliv na celkovou účinnost. Podílí se na zhruba na 98 procentech všech mechanických ztrát v převodovce. Do této skupiny řadíme ztráty vzniklé v převodech mezi ozubenými koly, z valení a skluzu v místě dotyku a ztráty vzniklé v ložiskách. [7]

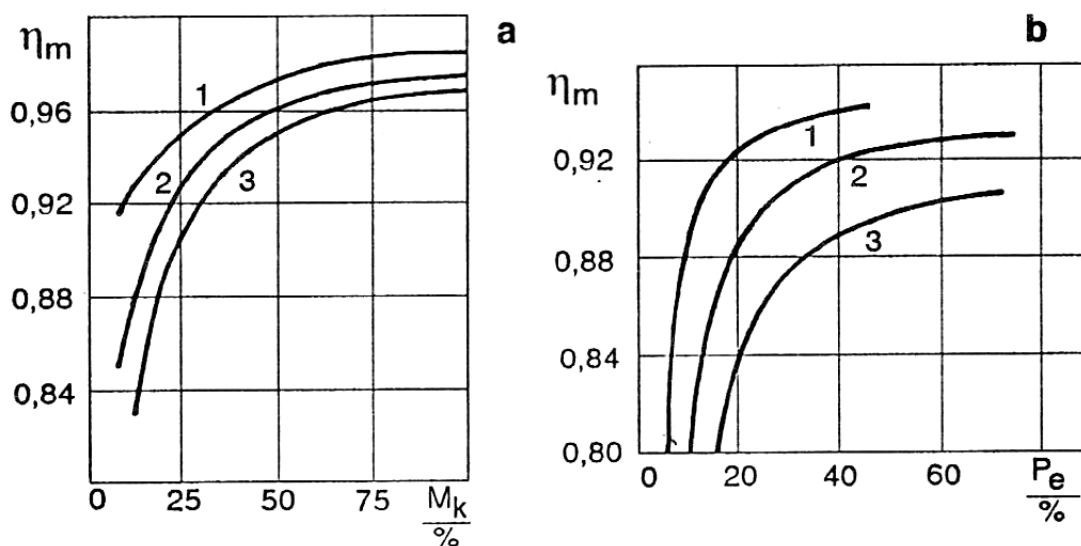
Ztráty nezávislé na zatížení

Tyto ztráty mají vliv až při vyšších otáčkách. Kromě provozních podmínek závisí především na ponoření převodů v oleji a viskozitě maziva. Do této skupiny patří ztráty vzniklé v těsnících kroužcích, víření vzduchu v převodové skříni a ztráty způsobené broděním kol v mazivu. Při vysokých otáčkách a nízkém zatížení lze do této skupiny zařadit i ztráty vzniklé v ložiskách a převodech ozubených kol. [7]



Obrázek 6: Přehled ztrát vznikajících v převodovce [7]

U manuálních převodovek obecně platí, že při poklesu teploty oleje z optimální teploty (60-80 °C) o 20 % klesá mechanická účinnost o 2-3 %. S větším poklesem teploty klesá účinnost následovně - Obrázek 6a: **1** – 70 °C, **2** – 50 °C, **3** – 30 °C. Účinnost klesá také se zvyšováním množství oleje v převodové skříni dle Obrázek 6b: **1** – normální množství, **2** – nedostatek, **3** - přebytek. [9]



Obrázek 7: Vliv přenášeného výkonu na účinnost převodovky: a) při různých teplotách oleje, b) při různém množství oleje. [9]

V dnešní době jsou v automobilech hojně využívány automatické převodovky. Tyto převodovky obsahují tzv. hydrodynamické měniče točivého momentu, které fungují na podobném principu jako hydrodynamické spojky. [2] Díky tomu má většina automatických převodovek nižší účinnost než převodovky manuální. Tyto automatické převodovky dosahují účinnosti okolo 83 %. Naproti tomu účinnost manuálních převodovek se pohybuje v rozmezí 85-92 %.

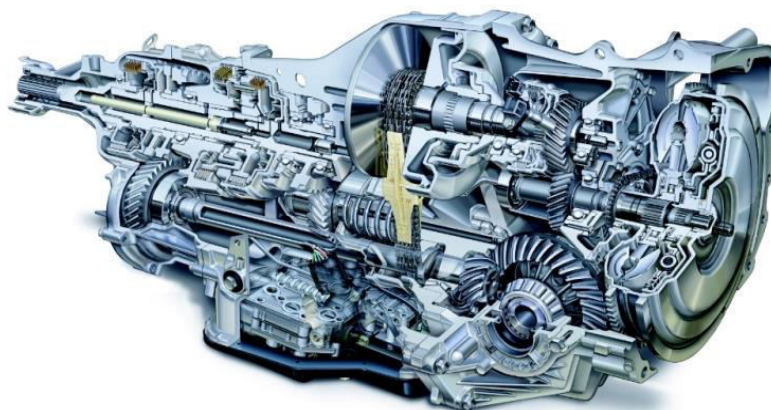
U moderních automatických převodovek bývá hydrodynamický měnič točivého momentu nahrazen třecími spojkami, díky kterým lze dosáhnout přenosu výkonu s nižšími ztrátami.

Nejčastějšími typy těchto převodovek jsou např. TCT, DCT, DSG, PSG nebo PDK. V dnešní době jsou za nejúčinnější považovány převodovky typu DSG. Například šesti stupňová DSG převodovka dosahuje účinnosti okolo 85 % a sedmistupňová převodovka dokonce 91 %. [8]



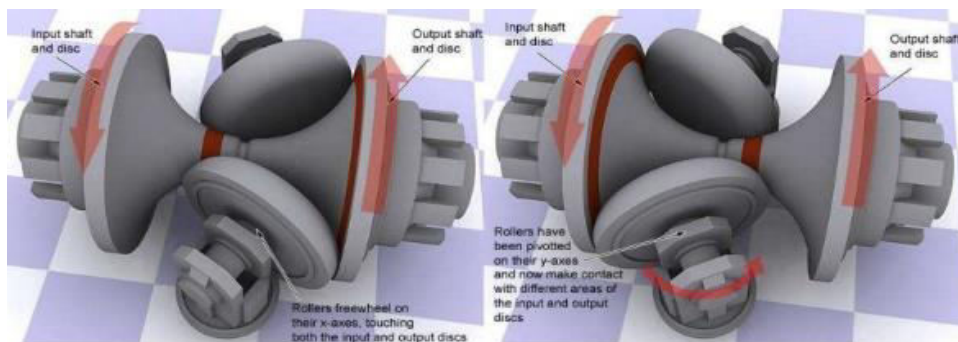
Obrázek 8: DSG převodovka VW [8]

Dalším významným typem jsou bezstupňové převodovky CVT s plynule měnitelným převodem. V osobních automobilech se používají dva typy, variátorové a toroidní. Variátor tvoří dvě řemenice s axiálně posuvným kuželovým kolem, mezi nimiž obíhá klínový řemen nebo řetěz. Jedna řemenice je spojena se vstupním hřídelem (primární), druhá s výstupním (sekundární). Oddalováním a přibližováním kuželů se mění průměr, který řemen opisuje, a tím i samotný převodový poměr. Účinnost těchto převodovek se pohybuje v rozsahu 90-95 %. [11]



Obrázek 9: CVT převodovka od Subaru [11]

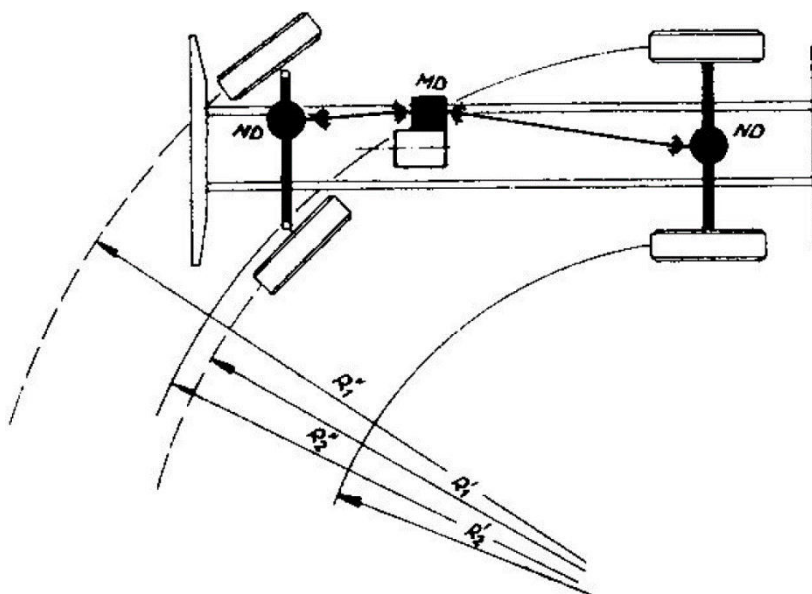
Na masové rozšíření čekají toroidní bezstupňové převodovky. Jedná se o třetí převod, kde se využívají dva toroidní disky, jeden spojený se vstupním a druhý s výstupním hřídelem, mezi nimiž je kladka. Samotná změna převodu se děje jejím naklápěním, čímž se mění bod dotyku kladky s toroidními disky. Výhodou je schopnost přenést krouticí moment až 400Nm a účinnost přes 95 %. [11]



Obrázek 10: Toroidní převod [11]

3.3 Diferenciál

Při jízdě automobilu zatáčkou jede vnější kolo po větším poloměru než vnitřní a musí vykonávat větší počet otáček. Tyto rozdíly vyrovnává nápravový diferenciál. Při pohonu všech kol, je průměrný počet otáček kol přední nápravy větší než zadní. Z toho důvodu bývá mezi nápravy umístěn mezinápravový diferenciál. [12]



Obrázek 11: Dráhy kol při jízdě automobilu zatáčkou [12]

Diferenciály používané v dnešní době pro dělení točivého momentu lze z konstrukčního hlediska rozdělit na: [12]

- diferenciály s malým vnitřním třením
- diferenciály se zvýšenou svorností
- diferenciály s hydraulickou (viskózní) regulací svornosti

Diferenciály s malým vnitřním třením

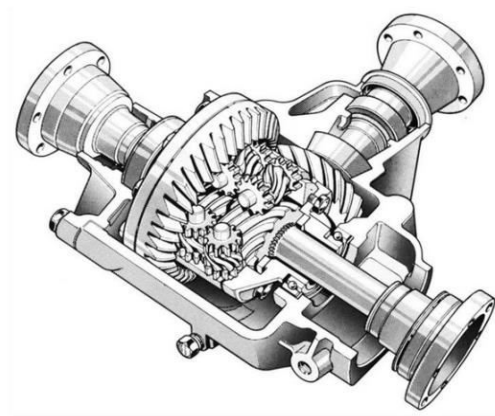
Do této skupiny patří symetrické diferenciály kuželové a čelní. Nejčastěji používané jsou diferenciály kuželové. Tyto diferenciály rozdělují výsledný moment v poměru blízcím se 1:1. Z důvodu ztrát nelze dosáhnout přímo poměru 1:1. Účinnost kuželových diferenciálů s malým vnitřním třením se pohybuje v rozsahu 85 – 90 %. Mechanická účinnost čelního diferenciálu je v porovnání s kuželovým diferenciálem vyšší, což se projevuje nepříznivě při jízdě na kluzké vozovce. [12]

Diferenciály se zvýšenou svorností

Diferenciály se zvýšenou svorností umožňují přivádět větší hnací moment na kolo, které má větší kontakt s vozovkou. Zvýšení svornosti se dosahuje záměrným zvýšením vnitřního tření, tj. snížení vlastní účinnosti. Jedním z těchto diferenciálů jsou diferenciály s třecími spojkami, u nichž zvýšený vnitřní odpor vzniká třením třecí spojky. Třecí spojka zvyšuje třecí ztráty mezi některými součástmi diferenciálu. Účinnost těchto diferenciálů se pohybuje v rozmezí 15 – 50 %. [12]

Dalším typem diferenciálů spadající do této skupiny jsou diferenciály vačkové. Vačkový diferenciál se skládá z kluzných kamenů, které se pohybují v unašeči. Principem je, že se vačky při prokluzu kola přičí. Tím dochází ke zvýšení tření. Tyto diferenciály mají účinnost okolo 45 %. [12]

Poslední typem diferenciálů spadajících do této skupiny jsou diferenciály šnekové. Šnekový diferenciál má k talířovému kolu stálého převodu upevněnu klec diferenciálu, ve které jsou volně na čepech uložena šneková kola ve funkci satelitu. Nejběžnějším zástupcem těchto diferenciálů je diferenciál Torsen. Diferenciál typu Torsen je z hlediska účinku kombinací čelního diferenciálu a šnekového diferenciálu. Centrální šroubová kola jsou v záběru se šroubovými satelity. Satelity jsou navzájem spojeny čelním soukolím. Při zhoršené přilnavosti se kolo nemůže protáčet, protože není možný přenos otáčivého pohybu ze satelitů na planetové kolo jako u čelního nebo kuželového diferenciálu. Díky svornému účinku se ale zvětší podíl hnacího momentu připadající na kolo s lepší adhezí. Svornost diferenciálu závisí na geometrii ozubení šnekového soukolí a může dosáhnout až 90 % (tedy mechanická účinnost 10 %). Diferenciál Torsen je možné použít jako nápravový tak i mezinápravový. [10] [12]



Obrázek 12: Diferenciál Torsen [10]

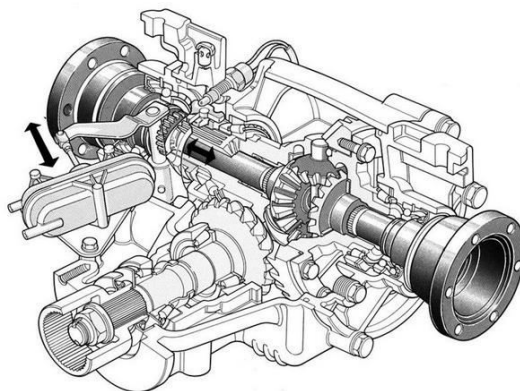
Diferenciály s hydraulickou regulací svornosti

Třecí ztráty se dosahují škrcením průtoku kapaliny hydraulického čerpadla, zapojeného mezi klec diferenciálu a jeho planetové kolo. Svornost diferenciálu je úměrná čtverci rozdílu otáček pravé a levé strany. To je výhodné, neboť s rostoucím prokluzem se zvyšuje svornost diferenciálu.

V dnešní době se začínají prosazovat i tzv. aktivní diferenciály. Tyto diferenciály mohou být nápravové nebo mezinápravové. Principem je elektricky řízená svornost. Míru sevření reguluje lamelová spojka na základě povelů z řídicí jednotky. Díky tomu je dosaženo účinnějšího přenosu výkonu na vozovku.

Uzávěrka diferenciálu

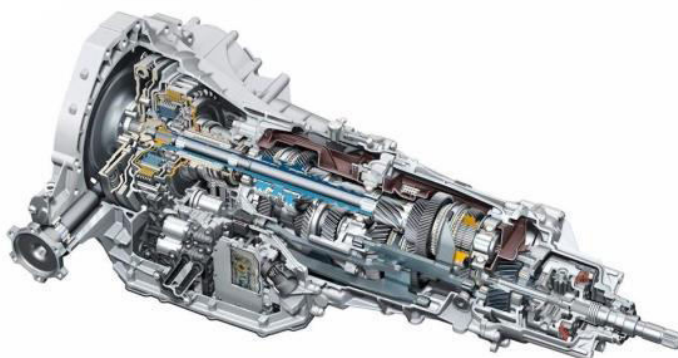
Zařízení, které určitým způsobem zablokuje kola tak, že se nemůžou vůči kleci relativně otáčet a diferenciál se musí otáčet jako celek. Při prokluzování jednoho kola se pak přenáší celý točivý moment na kolo na pevném povrchu a vyvine hnací sílu. Závěr diferenciálu se musí ihned po projetí obtížného místa vyřadit, protože by jinak vozidlo mělo stejné vlastnosti jako bez diferenciálu [2].



Obrázek 13: Uzávěrka diferenciálu [10]

Mezinápravový diferenciál

Mezinápravový diferenciál se používá u automobilů s pohonem více náprav. V dnešní době se především využívají mezinápravové diferenciály se samočinným zapínáním, nejčastěji s viskózními spojkami. Mezi nejčastěji používané samosvorné mezinápravové diferenciály patří diferenciály Torsen nebo diferenciály s elektrickou spojkou Haldex.



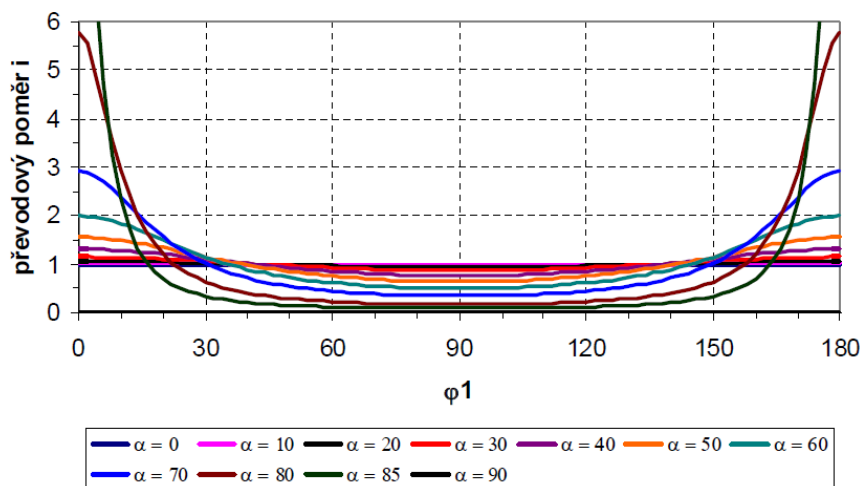
Obrázek 14: Mezinápravový diferenciál [16]

3.4 Spojovací hřídel

Spojovací hřídele rozdělujeme na podélné a příčné.

Podélné spojovací hřídele slouží ke spojení převodovky a rozvodovky jsou vyrobeny z tenkostěnné trubky, jejichž konec má drážkování, které umožňuje změnu délky hřídele při svislých výkyvech nápravy. Příčné hřídele přenáší hnací moment z diferenciálu na hnací kola a umožňují vyrovnání rozdílů délek náprav při odpružení.

Z důvodu nutnosti zalomení hřídelů jsou hřídele opatřeny křížovými klouby. Při přenosu otáček křížovým kloubem dochází k 2x za otáčku ke změně uhlové rychlosti.



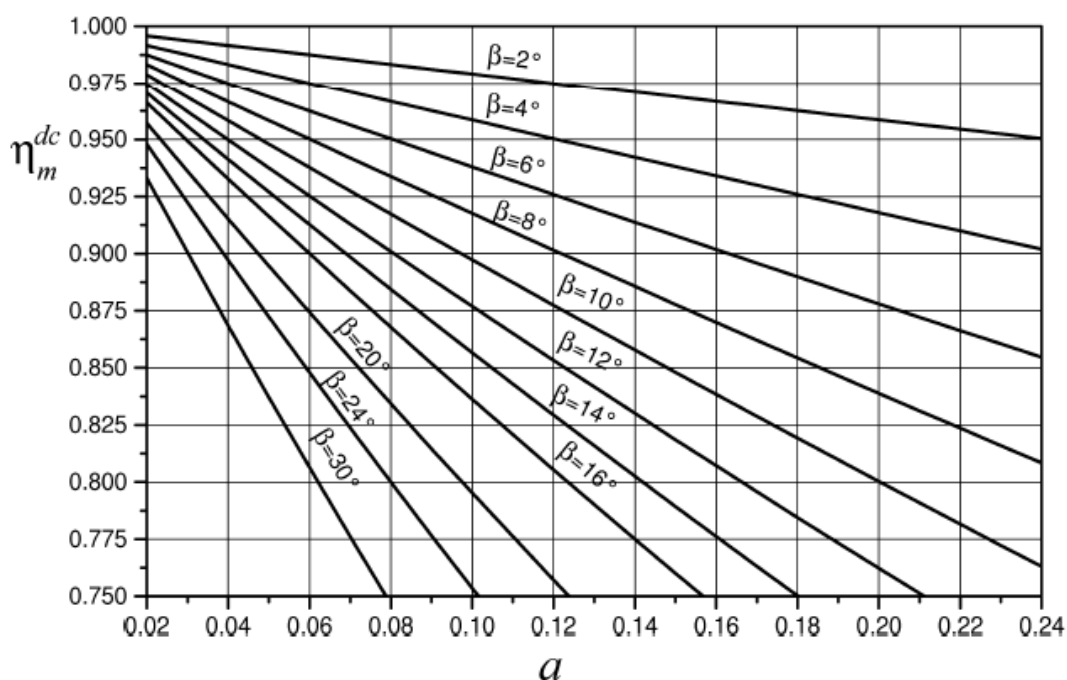
Obrázek 15: Nerovnoměrnost rychlosti otáčení hnaného hřídele [14]

Z toho důvodu se musí klouby umísťovat vždy po dvou. Změna úhlové rychlosti je tím větší, čím větší úhel svírají oba hřídele. Maximální možná výchylka je přibližně 30°, poté nastává prudké zhoršení přenosu výkonu.

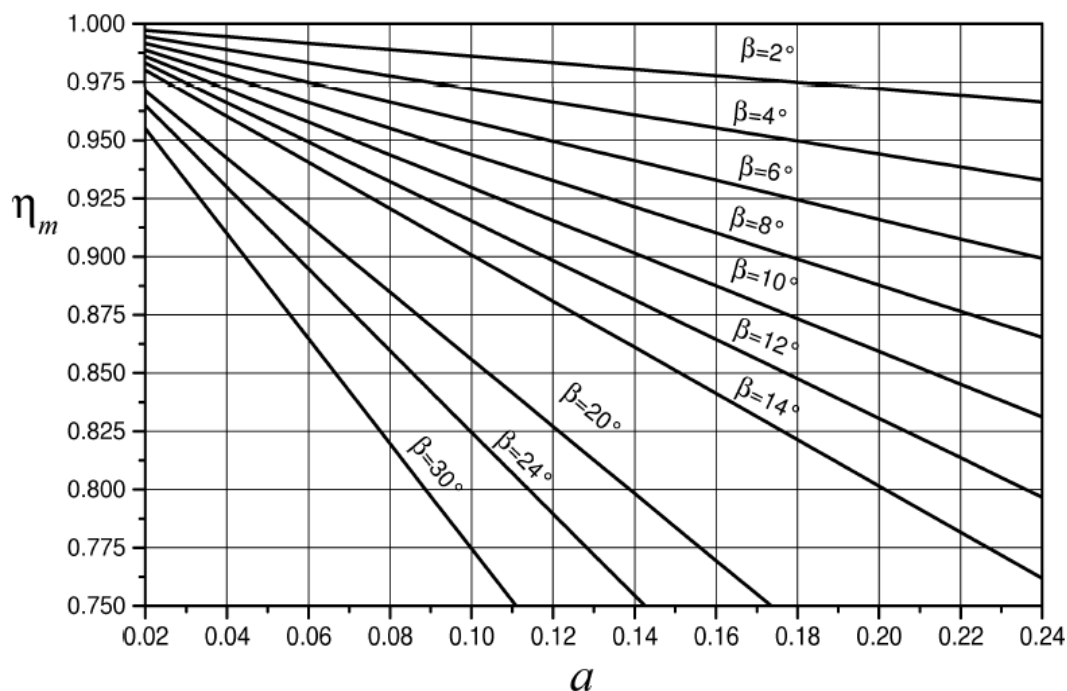
Těsným spojením dvou křížových kloubů vznikne stejnoběžný (homokinetický) kloub. Toto spojení je velmi rozměrné a těžké. Proto se u předních náprav automobilů nahrazují homokinetické křížové klouby klouby homokinetickými s kuličkami (Rzeppa kloub). Toto řešení umožňuje díky drážkování axiální posuv a velmi velké vychýlení z osy se zcela rovnoměrnou úhlovou rychlostí.

Na grafech jsou znázorněny závislosti mechanické účinnosti η_m křížového kloubu na výchylce obou hřídelů β a parametru a , kde

$$a = \frac{2 \cdot f \cdot d}{\pi \cdot D_l} \quad (1)$$



Obrázek 16: Mechanická účinnost při použití jednoho křížového kloubu [14]



Obrázek 17: Mechanická účinnost při použití dvou křížových kloubů [14]

4 Výpočet mechanických ztrát v jednotlivých komponentech

Jak již bylo řečeno, ve všech komponentech hnacího ústrojí dochází vlivem tření ke vzniku mechanických ztrát. Z toho důvodu je možné účinnost hnacího ústrojí určit jako součin účinností jednotlivých komponent

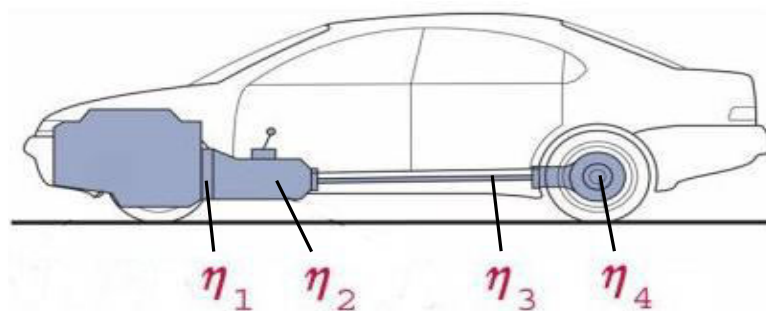
$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n. \quad (2)$$

Tuto účinnost je možné také vyjádřit jako poměr výkonů na vstupu a výstupu hnacího ústrojí

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_z}{P_1} = 1 - \frac{P_z}{P_1}, \quad (3)$$

kde

$$P_z = M_T \cdot \omega. \quad (4)$$



Obrázek 18: Schéma hnacího ústrojí [17]

Následně je uveden výpočet mechanických účinností v jednotlivých komponentech hnacího ústrojí.

4.1 Spojka

4.1.1 Kotoučová třecí spojka [13]

U suché třecí spojky, kdy nedochází k prokluzu lamel je ztráta výkonu tak malá, že není třeba jí brát v úvahu. U mokré třecí spojky jsou ztráty významnější, neboť dochází k pohybu lamel v kapalině.

Třecí moment třecí spojky určíme ze vztahu

$$M_T = N \cdot R_e \cdot \mu_c \cdot \pi(r_{c1}^2 - r_{c2}^2) \cdot R_e \frac{\omega}{h_c}. \quad (5)$$

Výsledná účinnost spojky se určí ze vztahů (3) a (4).

4.1.2 Hydrodynamická spojka [2]

Účinnost lze dle vztahu (3) obecně definovat jako poměr výkonu ku příkonu. Pro hydrodynamickou spojku platí $M_t = M_c$ a $n_t \neq n_c$, proto lze její teoretickou účinnost vyjádřit jako poměr otáček turbínového kola a čerpadla

$$\eta_1 = \frac{M_t \cdot n_t}{M_c \cdot n_c} = \frac{n_t}{n_c} = i. \quad (6)$$

Účinnost spojky vzrůstá úměrně s poměrem $\frac{n_t}{n_c}$, teoretickou účinnost $\eta_1 = 1$ nelze nikdy dosáhnout, neboť při rovnosti otáček $n_t = n_c$ není spojka schopná přenášet krouticí moment a $\eta_1 = 0$.

4.2 Převodovky

Mechanickou účinnost převodovky je možné určit ze vztahu (7) a (8), kdy je nutné nejprve určit celkový ztrátový výkon vznikající v převodovce.

$$\eta_2 = \frac{P_1 - P_c}{P_1}, \quad (7)$$

kde

$$P_c = P_m + P_{rot}. \quad (8)$$

Celkový ztrátový výkon je výkon, ve kterém jsou zahrnuty veškeré ztráty v převodovce, a skládá se ze součtu mechanického ztrátového výkonu, který je závislý na zatížení a rotačního ztrátového výkonu, který zahrnuje ztráty nezávislé na zatížení. Výpočtem rotačního ztrátového výkonu se zabývat nebudu, jelikož závisí na mnoha parametrech. V praxi je nejjednodušší zjistit tento výkon experimentálně. Výpočet mechanického ztrátového výkonu uvedu pro jednotlivé typy ozubených kol a ložisek v kapitole 4.5.

4.3 Diferenciál [12]

Pro určení kinematických vlastností diferenciálu je nutné nejprve znát úhlové rychlosti ω_1, ω_2 a ω_0 . Při přímé jízdě jsou úhlové rychlosti všech tří členů shodné a platí

$$\omega_0 = \omega_1 = \omega_2. \quad (9)$$

Určení vnitřního převodu diferenciálu i_v musíme nejprve zastavit jeden člen planetového soukolí. Pro stojící člen 0 určíme převodový poměr

$$i_v = i_{0,1,2}^0 = \frac{\omega_1 - \omega_0}{\omega_2 - \omega_0} = -\frac{z_2}{z_1} = -1, \quad \text{pro } z_1 = z_2. \quad (10)$$

Z rovnice pak vyplývá úhlová rychlost členů 0,1,2

$$\begin{aligned} \frac{\omega_1 - \omega_0}{\omega_2 - \omega_0} = -1 &\Rightarrow \omega_1 - \omega_0 = \omega_2 - \omega_0, \\ \omega_1 + \omega_2 &= 2 \cdot \omega_0. \end{aligned} \quad (11)$$

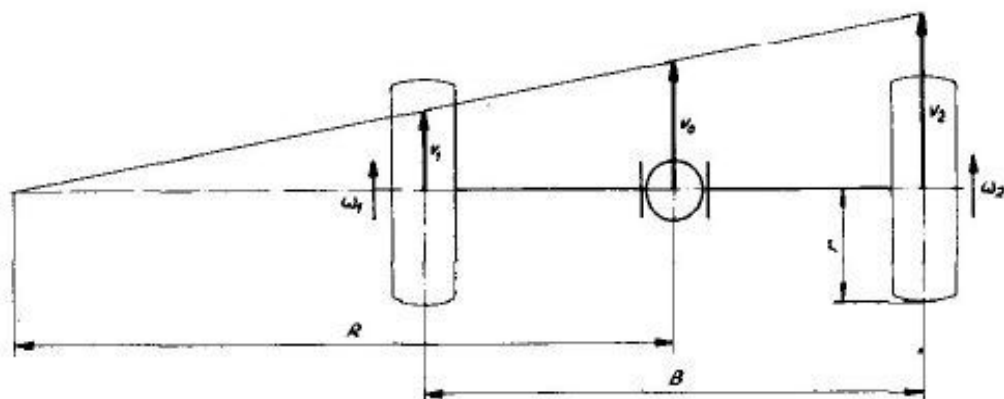
Nápravové diferenciály mají tedy vnitřní převodový poměr $i_v = -1$, tzn. při stojící kleci $\omega_0 = 0$ a úhlové rychlosti jednoho členu $\omega_1 = 1$ bude mít druhý člen rychlost $\omega_2 = -1$. Takto nazýváme diferenciály symetrické. Diferenciály nesymetrický mají vnitřní převodový poměr $i_v \neq 1$.

Při jízdě zatáčkou (Obrázek 19) se musí kola odvalovat po drahách s nestejnými poloměry, kterým odpovídají rozdílné úhlové rychlosti. Jestliže se střed nápravy pohybuje po dráze o určitém poloměru, pak na základě podobnosti trojúhelníka platí

$$\begin{aligned}\omega_1 = \frac{v_1}{r} &= v_o \cdot \frac{R - \frac{B}{2}}{R} \cdot \frac{1}{r} = \frac{v_o}{R \cdot r} \left(R - \frac{B}{2}\right), \\ \omega_2 = \frac{v_2}{r} &= v_o \cdot \frac{R + \frac{B}{2}}{R} \cdot \frac{1}{r} = \frac{v_o}{R \cdot r} \left(R + \frac{B}{2}\right).\end{aligned}\quad (12)$$

Po úpravě a dosazením do (11) dostaneme vztah pro úhlovou rychlost klece diferenciálu

$$\omega_0 = \frac{v_2}{r} = \frac{1}{2} \cdot \frac{v_o}{R \cdot r} \cdot \left(R - \frac{B}{2} + R + \frac{B}{2}\right) = \frac{v_o}{r}.\quad (13)$$



Obrázek 19: Činnost diferenciálu při jízdě zatáčkou [12]

Tření v diferenciálu působí proti pohybu jednotlivých částí a ovlivňuje rozdělování síly (momentu) přenášené klecí diferenciálu na vnější a vnitřní kolo (Obrázek 20)

$$\begin{aligned}F' &= F'' + F_T, \\ M' &= M'' + M_T.\end{aligned}\quad (14)$$

Síly a momenty přenášené klecí diferenciálu

$$\begin{aligned}F_o &= F' + F'', \\ M_o &= M' + M''.\end{aligned}\quad (15)$$

Za předpokladu, že klec diferenciálu stojí a přivedeme hnací moment M_1 na jedno hnací kolo při určité rychlosti ω_1 se bude druhé kolo otáčet stejně velkou úhlovou

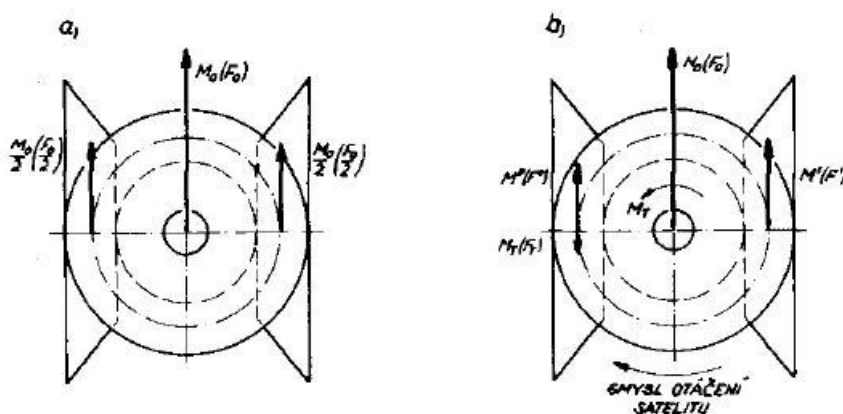
rychlostí opačného smyslu a odváděný moment M_{k2} bude z důvodu ztrát v ústrojí menší, proto

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot \eta_d. \quad (16)$$

Na základě znalosti rozdělování momentu přenášeného klecí, lze rovnici přepsat do tvaru

$$\eta_d = \frac{M''}{M'}. \quad (17)$$

Touto rovnicí je zároveň určeno v jakém poměru se rozděluje moment přenášený klecí diferenciálu na levé a pravé kolo.



Obrázek 20: Rozdělení hnacího momentu: a) jízda v přímém směru, b) jízda pravou zatáčkou [12]

Pro rozdělení diferenciálu z hlediska rozdělování momentu se zavádí pojem svornost diferenciálu

$$s = \frac{1}{\eta_d} = \frac{M_{k1}}{M_{k2}}. \quad (18)$$

Svornost $s = 1$ přísluší diferenciálu bez vnitřního tření.

Výsledná účinnost diferenciálu udává, jaké vzniknou ztráty přenášeného výkonu při jízdě zatáčkou vlivem ztrát v ústrojí.

Z (15) a (15)(16) vyplývá pro momenty přenášené diferenciálem

$$M_o = M_{k1} + M_{k1} \cdot \eta_d \Rightarrow M_1 = \frac{M_o}{1 + \eta_d}, \quad (19)$$

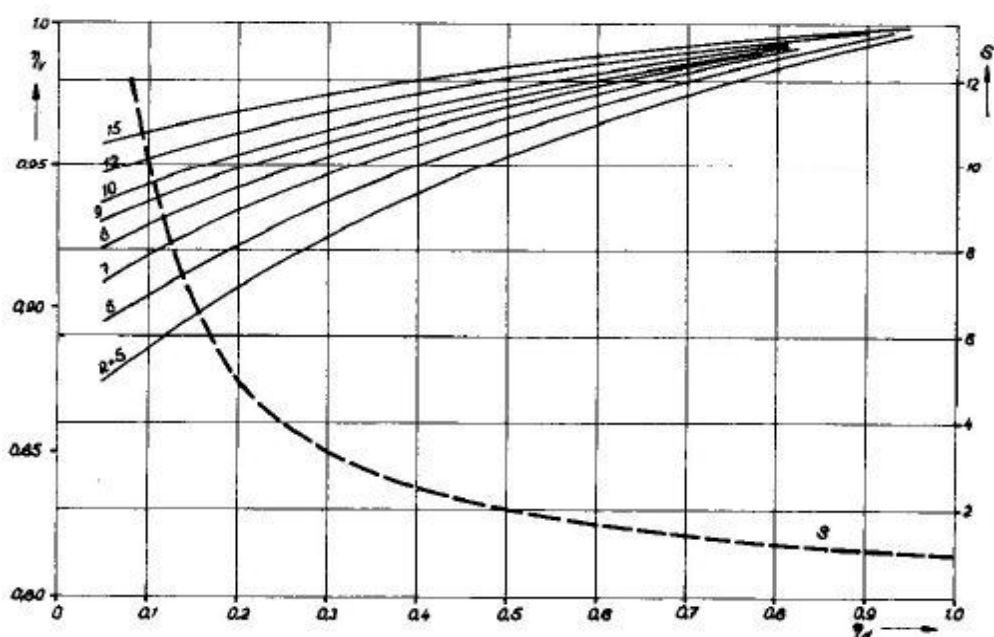
$$M_o = M_{k1} + \eta_d \Rightarrow \frac{M_o}{1 + \eta_d} \cdot \eta_d = M_o = \frac{\eta_d}{1 + \eta_d}. \quad (20)$$

Výsledná účinnost se pak určí dle vztahu

$$\eta_3 = \frac{P_1 + P_2}{P_o} = \frac{M_{k1} \cdot \omega_1 + M_{k2} \cdot \omega_2}{M_o \cdot \omega_o}, \quad (21)$$

kde po dosazení ze vztahů (12), (19), (20) a úpravě dostaneme

$$\eta_3 = 1 - \frac{B}{2R} \cdot \frac{1 - \eta_d}{1 + \eta_d}. \quad (22)$$



Obrázek 21: Závislost výsledné účinnosti na vlastní účinnosti a poloměru zatáčky při daném rozchodu hnací nápravy B=1400mm [12]

4.4 Kardanův hřídel [19]

Výpočet účinnosti kardanova hřídele určíme za následujících předpokladů:

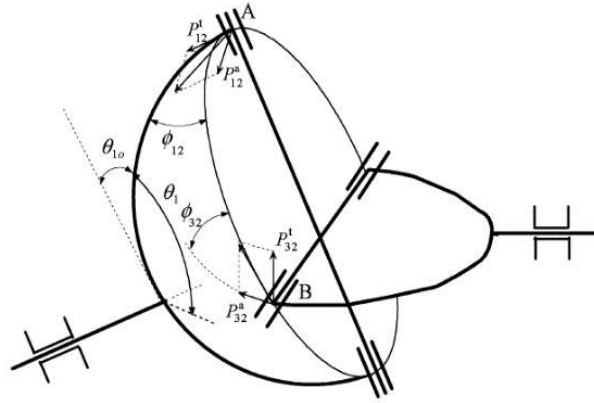
- ztráty třením vznikají v otočném kloubu
- zanedbáme setrvačnost
- hřídel je dokonalý, bez výrobních chyb

Mechanická účinnost kardanova kloubu

$$\eta_4 = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} \eta_i d\theta_{10} = 1 - \frac{2 \cdot \mu}{\pi} \cdot \frac{d}{D_l} \cdot \left(\ln \frac{1 + \sin \beta}{\cos \beta} + \tan \beta \right). \quad (23)$$

Mechanická účinnost pro zdvojený kardanův kloub

$$\eta_4^{dc} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \int_0^{2\pi} \eta_4(\theta_{1o}) \eta_4 \left(\theta_{1o} + \frac{\pi}{2} \right) d\theta_{1o}. \quad (24)$$



Obrázek 22: Kinematické schéma kloubového hřídele [19]

4.5 Ozubené převody a ložiska

4.5.1 Čelní soukolí [20]

Účinnost čelního soukolí je možné určit ze vztahu (3), kde ztrátový výkon P_z určíme ze vztahu

$$P_z = \frac{50 \cdot \mu}{\Phi} \cdot \frac{(H_s + H_t)^2}{(H_s + H_t)}, \quad (25)$$

kde

$$H_s = (i \pm 1) \left[\sqrt{\left(\left(\frac{D_o}{D_p} \right)^2 - \cos^2 \alpha \right)} - \sin \alpha \right], \quad (26)$$

$$H_t = \left(\frac{i \pm 1}{i} \right) \left[\sqrt{\left(\left(\frac{d_o}{d_p} \right)^2 - \cos^2 \alpha \right)} - \sin \alpha \right]. \quad (27)$$

Hodnotu Φ a hodnotu znaménka určíme z tabulky pro jednotlivé typy ozubení

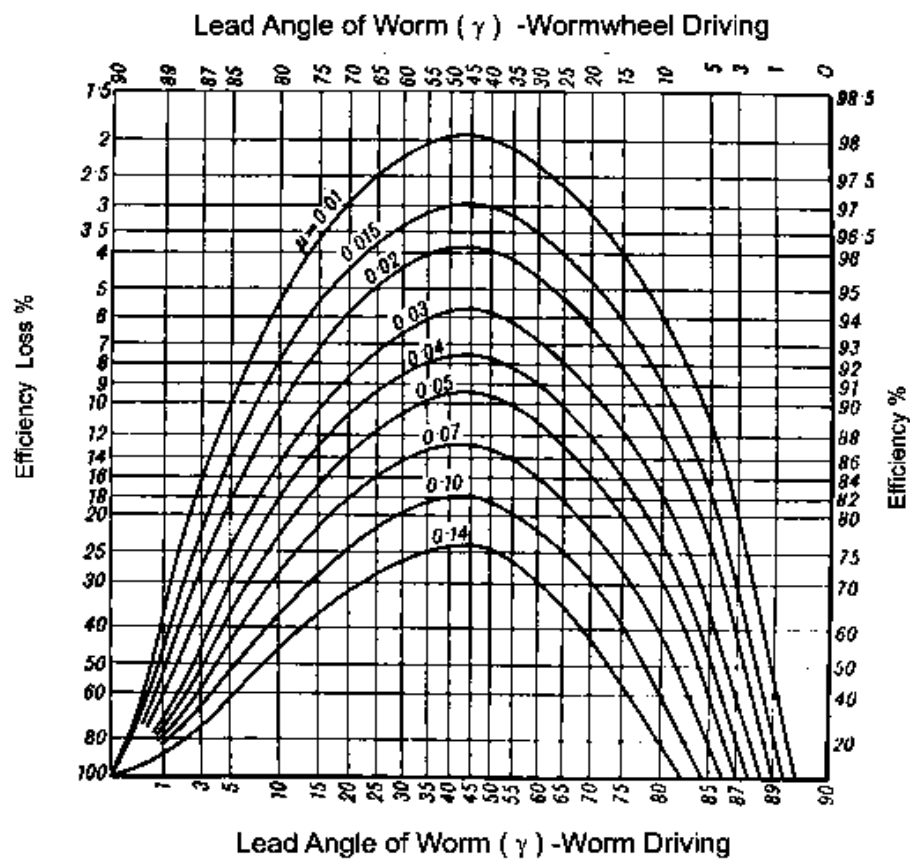
Typ ozubení	Φ	$i \pm 1$
Vnější	$\cos \alpha$	+
Vnitřní	α	-
Šikmé	$\frac{\cos \varphi_n}{\cos^2 \beta}$ $\tan \varphi_n = \tan \alpha \cdot \cos \beta$	+

Tabulka 2

4.5.2 Šnekové soukolí [20]

Účinnost šnekového soukolí se určí ze vztahu

$$\eta = \frac{\cos \alpha_n - \mu \cdot \tan \gamma}{\cot g \gamma} = \frac{\cos \alpha_n - \mu \cdot \tan \gamma}{\cos \alpha_n + \mu \cdot \cot g \gamma}. \quad (28)$$



Obrázek 23: Účinnost šnekového soukolí [20]

Obrázek 24: Účinnost šnekového soukolí [19]

4.5.3 Kuželové soukolí [21]

Pro výpočet účinnosti kuželového soukolí musíme nejprve určit kontaktní poměr ozubeného kola a pastorku a úhel záběru virtuálního kola:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{v1} &= \frac{z_1 \cdot \sqrt{i^2 + 1}}{2 \cdot \pi \cdot i} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{va1} - \operatorname{tg} \alpha_v), \\ \varepsilon_{v2} &= \frac{z_1 \cdot i \cdot \sqrt{i^2 + 1}}{2 \cdot \pi} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{va2} - \operatorname{tg} \alpha_v),\end{aligned}\quad (29)$$

kde pro výpočet úhlu záběru virtuálního kola využijeme vztahy

$$\begin{aligned}a_{va1} &= \arccos \frac{z_1 \cdot \sqrt{i^2 + 1} \cdot \cos \alpha_v}{z_1 \cdot \sqrt{i^2 + 1} + 2 \cdot i \cdot (h_a^* + x_{hm1})}, \\ a_{va2} &= \arccos \frac{z_1 \cdot i \cdot \sqrt{i^2 + 1} \cdot \cos \alpha_v}{z_1 \cdot i \cdot \sqrt{i^2 + 1} + 2 \cdot i \cdot (h_a^* - x_{hm1})}.\end{aligned}\quad (30)$$

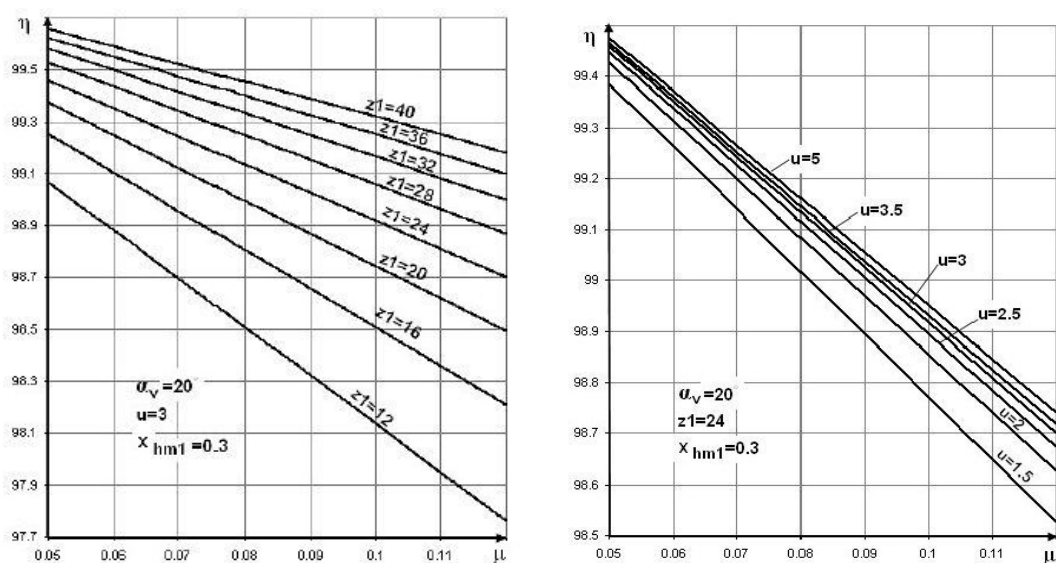
Výsledný ztrátový výkon je roven:

$$P_z = \pi \cdot \mu \cdot \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{z_1 \cdot i} \cdot (1 - \varepsilon_{va} + \varepsilon_{v1}^2 + \varepsilon_{v2}^2), \quad \text{pro } \varepsilon_{v1} < 1 \quad (31)$$

a

$$P_z = \pi \cdot \mu \cdot \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{z_1 \cdot i} \cdot (\varepsilon_{va}^2 + 3(\varepsilon_{v1} + \varepsilon_{v2} - 1)), \quad \text{pro } \varepsilon_{v1} > 1. \quad (32)$$

Výsledná účinnost se pak určí ze vztahu (3).



Obrázek 252: Účinnost kuželových soukolí [20]

Srovnání účinností jednotlivých typů ozubených kol [20]

Typ	Převodový poměr	Maximální rychlost [m/s]	Účinnost [%]
čelní	1:1 až 6:1	25	98 – 99
spirálové	1:1 až 10:1	50	98 – 99
kuželové	1:1 až 4:1	20	98 – 99
šnekové	5:1 až 75:1	30	20 – 98
šroubové	1:1 až 6:1	30	70 – 98

Tabulka 3

4.5.4 Ložiska [22]

Ztrátový výkon ložiska se určí ze vztahů (3) a (4),

kde

$$M_t = M_{IT} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag}. \quad (33)$$

5 Experimentální způsoby zjišťování mechanické účinnosti

Mechanickou účinnost hnacího ústrojí je možné určit na válcových zkušebnách nebo na zkušebnách powertrain. V následující kapitole uvedu přehled nejběžnějších metod pro určování účinnosti hnacího ústrojí na těchto zkušebnách.

5.1 Způsoby zatěžování při měření účinnosti

5.1.1 Statické zatěžování

Měření je prováděno při konstantních otáčkách soustavy, která je brzděna dynamometrem – brzdou. Odečítají se otáčky dynamometru a jim odpovídající hodnoty točivého momentu, který je snímám snímačem točivého momentu. Z těchto hodnot se následně určí výkon. [18]

5.1.2 Dynamické zatěžování

U této metody klade dynamometr odpor roztácejícím se součástí. Zásadní roli zde hrají momenty setrvačnosti všech roztácejících se součástí. Pokud nejsou tyto hodnoty přesně známy má tato metoda pouze informativní charakter. [18]

5.2 Metody měření účinnosti hnacího ústrojí

5.2.1 Protáčení dynamometrem

Tato metoda měření účinnosti hnacího ústrojí dává dobré výsledky, potřebné jsou pouze dynamometry pracující v motorickém režimu, umožňující protáčení hnacího ústrojí.

Principem této metody je měření výkonu potřebného k pohonu hnacího ústrojí. V praxi to probíhá tak, že hnací ústrojí s odpojeným motorem je poháněno dynamometry. Měření bývá prováděno v otáčkovém režimu tj. $n = \text{konst.}$ V těchto ustálených otáčkových stavech je změřen pomocí snímačů krouticího momentu ztrátový moment M_z . Ze znalosti tohoto ztrátového momentu, otáček a příkonu dynamometru lze stanovit účinnost hnacího ústrojí. Tuto metodu využívají např. firmy Rototest či AHS.



Obrázek 26: Válcová zkušebna AHS [23] (vlevo) a zkušebna ROTOTEST Energy CP 4WD [24] (vpravo)

5.2.2 Metoda s využitím piezoelektrického snímače

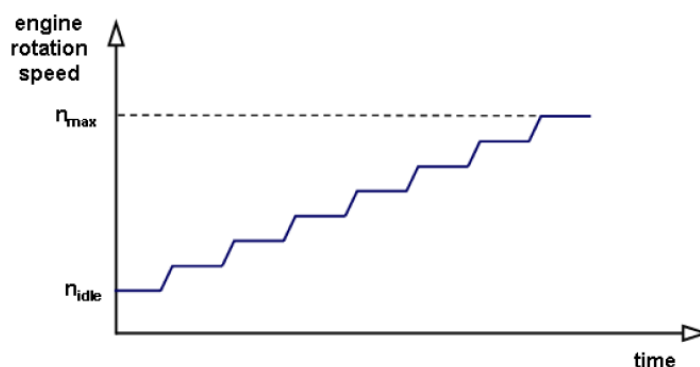
Řešení firmy AVL využívá pro měření účinnosti hnacího ústrojí na válcových zkušebnách nebo na zkušebnách powertrain se spalovacím motorem metodu s využitím piezoelektrického snímače tlaku ve válci motoru. U těchto snímačů se dochází vlivem působení kolmé síly na vyříznutou destičku nejčastěji z SiO_2 nebo BaTiO_3 ke vzniku elektrického náboje, který je přímo úměrný působící síle.



Obrázek 27: Piezoelektrický snímač tlaku integrovaný do žhavicí a zapalovací svíčky [32]

Aby bylo možné zaznamenat indikovaný moment, je nutné znát průběh indikovaného tlaku ve válci motoru v závislosti na natočení klikového hřídele. Snímač úhlu natočení se umísťuje na klikový hřídel motoru a poskytuje signál pro synchronizaci měřených veličin. Pro určení výstupního (efektivního) momentu na výstupu z motoru dle vztahu (34) potřebuje znát kromě indikovaného momentu M_i , který se určí z indikovaného tlaku, ještě třecí moment M_T a moment setrvačnosti J . [32]

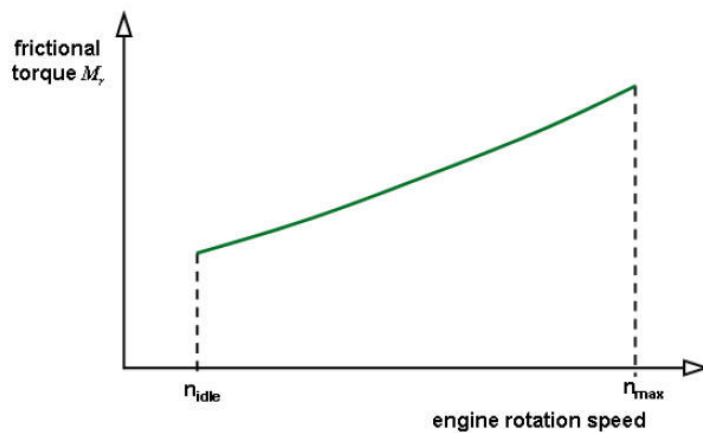
$$M_e = M_i - M_T - J \cdot \frac{d\omega}{dt}. \quad (34)$$



Obrázek 28: Postup stanovení třecího momentu M_T [32]

Určení třecího momentu motoru M_T probíhá při vypnuté spojce, kdy se otáčky motoru mění po krocích od otáček volnoběhu až po maximální otáčky motoru. Na každém kroku se otáčky udržují na konstantní hodnotě po dobu několika sekund s cílem zajistit ustálený stav (viz Obrázek 28). V těchto stavech pak indikovaný moment M_i odpovídá třecímu momentu M_T . [32]

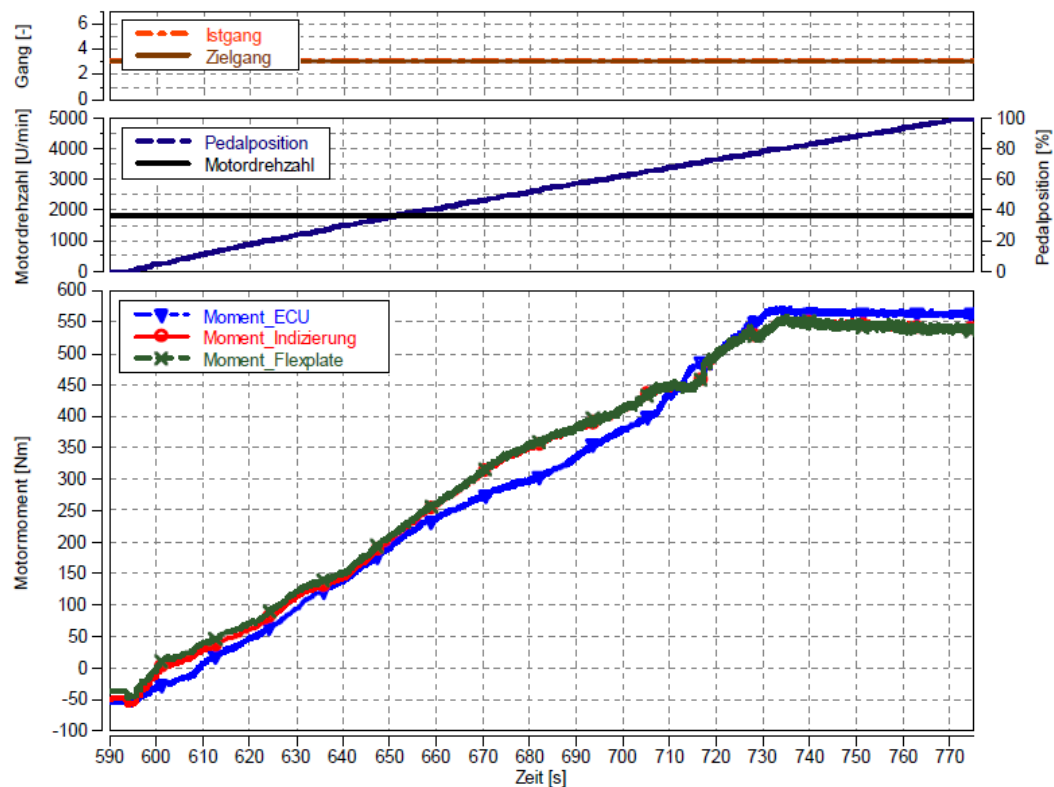
Jestliže zakreslíme třecí moment M_T naměřený v těchto stavech v závislosti na otáčkách motoru, dostaneme třecí křivku motoru. (viz Obrázek 29)



Obrázek 29: Třecí křivka motoru [32]

Celková účinnost hnacího ústrojí se určí ze znalosti vstupního a výstupního výkonu podle vztahu. (3) Výhodou tohoto řešení je možnost provedení bez zásadní úpravy vozidla, jediná úprava je montáž snímače otáček a tlakových senzorů se speciálními adaptéry, které nahradí zapalovací nebo žhavicí svíčky.

Na grafu je znázorněno porovnání hodnot efektivního točivého momentu na výstupu z motoru naměřených pomocí přírubového snímače, jednotky ECU a piezoelektrického snímače.



Obrázek 30: Porovnání naměřených hodnot točivého momentu [32]

5.2.3 Decelerační metoda

Tato metoda je jednou z nejjednodušší ze všech technik měření účinnosti. Podstatou metody je měření otáček a času potřebného k samovolnému zpomalení (doběhu) výkonové zkušebny s hnací ústrojí při rozpojené spojce. Ztrátový moment odpovídá podle vztahu (35) podíl momentů setrvačnosti rotačních hmot a jejich zpomalení. Dnes se tato metoda kvůli nepřesnostem příliš nevyužívá

$$M_z = -J \cdot \frac{d\omega}{dt}. \quad (35)$$

5.2.4 Metoda s využitím snímačů krouticího momentu

Tato metoda měření účinnosti hnacího ústrojí je založena přímém měření krouticího momentu motoru. Krouticí moment je snímán pomocí snímačů krouticího momentu a otáček. Výsledná účinnost se určí dle vztahu (3) jako podíl vstupního a výstupního výkonu.

Nejčastější způsoby měření krouticího momentu:

- odporovými tenzometry
- přírubami
- reakčním měřením

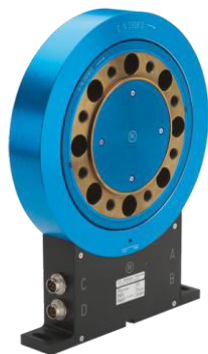
Odporové tenzometry

Odporové tenzometry pracují jako snímač smykového napětí. Pro měření tohoto napětí jsou na povrch hřídele nalepeny čtyři tenzometry pod úhlem 45° tj. ve směru maximálních smykových napětí. Vlivem deformace hřídele dochází k prodlužování vodiče tenzometru, zúžení průřezu a nárůstu odporu. Signál je veden z měřících a napájecích bodů můstku přes sběrací kroužky a sběrače na svorkovnici na statorové části.

Příruby

Nejčastěji využívaným typem snímačů krouticího momentu jsou přírubové tenzometrické snímače. Příruba, jejíž rotor je opatřen redukčními přírubami se umístí mezi výstupní hřídel hnací jednotky a vstupní hřídel měřené soustavy. Stator příruby je připevněn k pevné části zkušebního zařízení. Nevýhodou tohoto řešení jsou značné

úpravy v konstrukci, neboť je nutné odsadit měřené objekty od sebe o prostor potřebný pro měřicí přírubu. [33]



Obrázek 31: Přírubový snímač firmy Kisler [33]

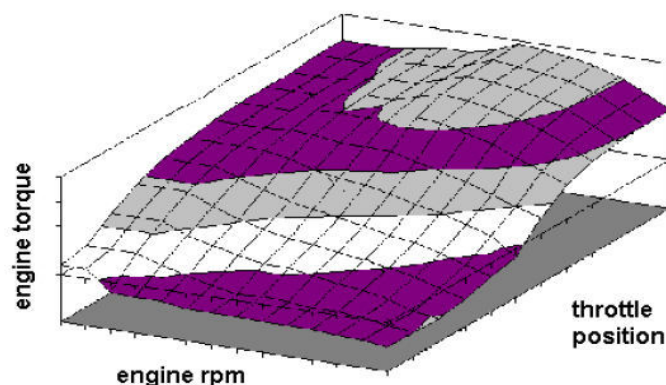
Reakční měření

Reakční krouticí moment využívá třetího Newtonova zákona, zákona akce a reakce. Tato metoda využívá motoru rotačně uloženého v ložiskách pevného rámu. Při přenosu výkonu dochází vlivem reakčního momentu k výkyvu motoru. Tento moment se měří pomocí reakční síly působící na rameno o známé délce. K určení této síly se využívají siloměry tenzometrického typu.

5.2.5 Metoda s využitím elektromotoru

Další možností určení parazitních ztrát v hnacím ústrojí vozidel jsou metody využívající externí elektrický hnací motor. Jednou z možností využití této metody je připojení tohoto elektromotoru ke spalovacímu motoru klikovým hřídelem. Tato možnost se využívá především na vozidlových zkušebnách. Pro určení celkové účinnosti hnacího ústrojí se musí nejprve změřit ztrátový moment vznikající ve spalovacím motoru. Toho se docílí rozpojením spojky a protáčením motoru elektromotorem. Tyto ztráty se pak odečtou od celkových naměřených ztrát. Dynamometry připojené na náboje kol podávají ekvivalent reálného zatížení založeného na křivce rychlosti, která je vykreslena z údajů získaných ze skutečného silničního testu. Celková účinnost vozidla se vypočte podle vztahu (3) resp. jako poměr (vstupní moment – ztrátový moment motoru) / (výstupní točivý moment). [37]

Na zkušebnách powertrain jsou především využívány elektromotory se systémy, které umožňují z dat získaných např. z mapy motoru simulovat chování jednotlivých typů spalovacích a vznětových motorů s různým počtem válců. To umožňují elektromotory firem např. AVL, Horiba, ABB nebo Ford.[30]



Obrázek 32: Mapa motoru [31]

5.3 Měření účinnosti na jednotlivých komponentů

Měřit účinnost jednotlivých komponentů hnacího ústrojí lze buď přímo na zkušebně powertrain nebo zvlášť po demontáži na zkušebních stavech. Princip měření účinnosti je stejný jako v případě měření celku tj. určení vstupního a výstupního kroutícího momentu a otáčet pomocí vhodných snímačů.

5.3.1 Měření účinnosti převodovek

Měřená převodovka je pevně uložena mezi dvěma dynamometry, z nichž jeden zajišťuje pohon a druhý slouží jako zátěž. Ze znalosti vstupního a výstupního výkonu se podle vztahu (3) určí celková účinnost.

Takto vypočtená účinnost je málo přesná, proto se ve většině případů využívá uspořádání, při kterém je převodovka uložena výkyvně. Lze ji zatěžovat elektrickým generátorem nebo jinou vhodnou brzdou. Ve zkušebním stavu je navíc zapojena pomocná převodovka, která zvyšuje otáčky tak aby ležely v charakteristice generátoru. V tomto případě se měří vstupní moment M_1 a rekční moment M_r . Výstupní moment se určí ze vztahu

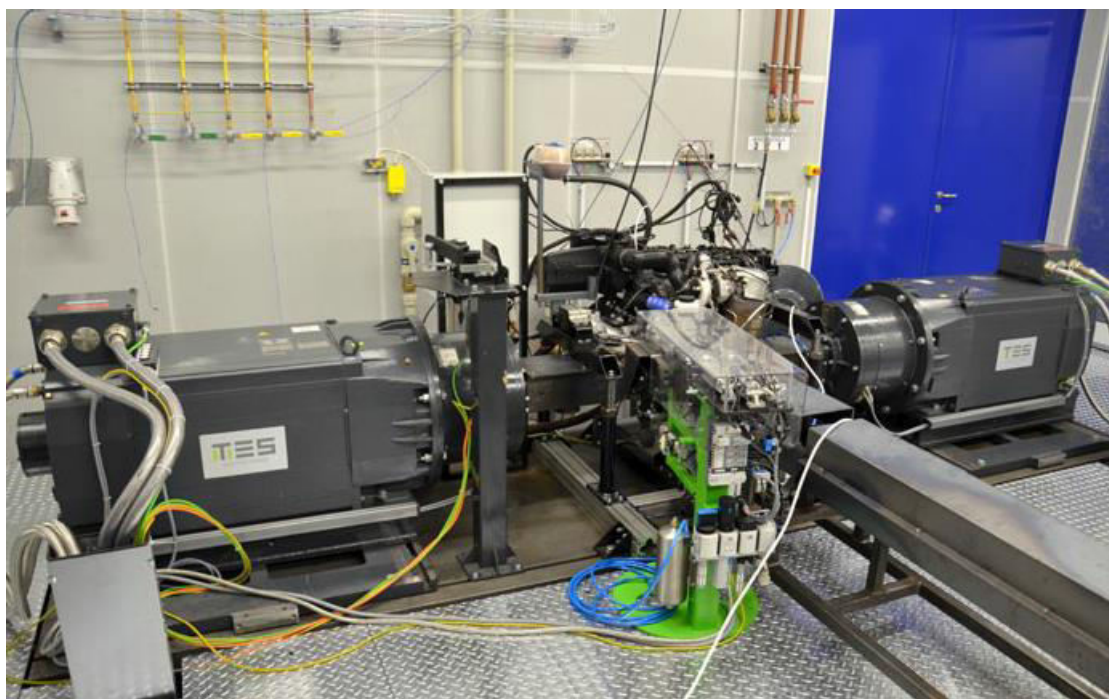
$$M_2 = M_1 - M_r. \quad (36)$$

Celková účinnost se určí ze vztahu (3).

6 Návrh využitelnosti zařízení k měření účinnosti

6.1 Technické parametry zkušebny

Zkušební zařízení pro zkoušky hnacího ústrojí osobních automobilů v laboratoři CxI Technické univerzity v Liberci je vybaveno čtyřmi asynchronními dynamometry rozdělenými do páru umožňující zkoušení přední a zadní nápravy vozidla. Dynamometry umístěné na přední ose mají výkonové parametry 136kW / 500min⁻¹ / 2598Nm; 120kW / 2600min⁻¹ / 440Nm. Zadní dynamometry pak 111kW / 500min⁻¹ / 2120Nm; 80kW / 2600min⁻¹ / 294Nm. Každý dynamometr je umístěn na podstavci umožňující posuv v příčném a podélném směru v rozsahu ±200mm. Možnost samostatného ovládání každého dynamometru umožňuje simulaci jízdy vozidla zatáčkou. O řazení rychlostních stupňů se stará řadič systém určený pro převodovky koncernu VW umožňující řazení 1-6 rychlostních stupňů, neutrálu a zpátečky. Celé zařízení je řízeno počítačovým softwarem. V současné době je možné zařízení využít pro zkoušky hnacího ústrojí 2WD nebo 4WD s použitím spalovacího motoru jako pohonu vozidla. Zkoušení může být prováděno s celým vozidlem nebo pouze se samotným rozvodným ústrojím. [35] [36]



Obrázek 33: Zkušební zařízení hnacího ústrojí na Technické univerzitě v Liberci [35]

6.2 Návrh metody

Jak již bylo uvedeno, pro určení účinnosti hnacího ústrojí se využívají různé metody. Jednotlivé měřicí metody se odlišují především v přesnosti naměřených hodnot a v konstrukční náročnosti řešení. Z technických důvodů této zkušebny lze využít jen některé z nich.

Jednou z nejčastěji využívaných metod je metoda, kdy se hnací ústrojí protáčí dynamometrem. Při protáčení hnacího ústrojí dynamometrem může dojít k odchylkám od reálných situací, kdy některé komponenty jsou zatíženy menšími ztrátami než v reálném provozu. Další nevýhodou této metody je, že časový průběh krouticího momentu neodpovídá průběhu krouticího momentu motoru. Z toho důvodu pak naměřená účinnost nemusí odpovídat skutečnosti.

V této laboratoři bude v budoucnu realizována metoda pro měření účinnosti hnacího ústrojí s využitím snímače krouticího momentu. Zkušebna bude osazena přírubovým tenzometrickým snímačem krouticího momentu umístěným mezi motorem a převodovou skříní. Tím bude možné přesně určit hodnotu vstupního momentu a následně s využitím asynchronních dynamometrů osazených přírubovými snímači krouticího momentu bude možné přesně určit výslednou účinnost hnacího ústrojí i při různých jízdních režimech. Přesnost této metody závisí především, přesnosti měřicí příruby.

Senzor krouticího momentu je možné umístit na vstupní hřídel převodovky nebo na pozici setrvačníku motoru. Umístění snímače krouticího momentu na vstupní hřídel převodovky je konstrukčně složité a velice komplikované, jelikož by bylo nutné vstupní hřídel rozdělit a opatřit přírubami. Z důvodu manuální převodovky, kterou je zkušebna vybavena je vhodnější umístit senzor na pozici setrvačníku motoru. V tomto případě se tento způsob jeví jako konstrukčně nejméně náročný. Nutné ovšem je přizpůsobení redukčních přírub rozměrům klikové hřídele motoru a měřicí příruby snímače. Zároveň je důležité, aby moment setrvačnosti celé soustavy odpovídal momentu setrvačnosti setrvačníku.

Jako nejvhodnější metodu pro měření mechanické účinnosti hnacího ústrojí na této zkušebně bych zvolil metodu popsanou v kapitole 5.2.2 tj. metodu s využitím piezoelektrického snímače. Tato metoda nevyžaduje žádné zásadní konstrukční úpravy jako v předchozím řešení. Jedinou úpravou je montáž snímače úhlu natočení na

klikovou hřídel motoru a instalace piezoelektrického snímače na místo zapalovací svíčky motoru. Pro využití této metody je třeba znát hodnotu momentu setrvačnosti spalovacího motoru. Tuto hodnotu lze získat od výrobce nebo změřením na dynamometru.

7 Závěr

Úkolem této bakalářské práce bylo vypracovat rešerši o současných experimentálních metodách měření účinnosti hnacího ústrojí s využitím výsledků v laboratoři Technické univerzity v Liberci.

Na začátku práce byli ukázány místa a příčiny vzniku mechanických ztrát v jednotlivých komponentech hnacího ústrojí. Tyto ztráty jsou především způsobeny třením mezi pohybujícími se komponenty. K největším mechanickým ztrátám dochází u diferenciálů a převodovek vlivem tření vznikajícím mezi spoluzabírajícími ozubenými koly. Snižování ztrát je možné dosáhnout vhodným konstrukčním řešením např. převodovky DSG a vhodnou úpravou povrchů materiálů.

V druhé části práce byli uvedeny příklady výpočtu účinností jednotlivých komponent jak při přímé jízdě tak i jízdě zatáčkou. Výsledná účinnost komponentů je v obou případech stejná. Liší se jen v případě diferenciálů, kdy při průjezdu zatáčkou dochází k záběru všech ozubených kol.

V závěru práce je uveden popis stávající zkušebny powertrain, která je umístěna v laboratoři CxI. Jsou zde uvedeny jednotlivé prvky zkušebny a její technické parametry. Uvedli jsme si zde také současné experimentální metody, pomocí kterých lze zjišťovat účinnost hnacího ústrojí.

Dle mého názoru se jako nejvhodnější a nejefektivnější metoda zdá být metoda s využitím piezoelektrického snímače. Jelikož tato metoda nevyžaduje žádné konstrukční úpravy lze ji bez problému využít i v této laboratoři. Další vhodnou metodou je metoda s využitím přírubového tenzometrického snímače krouticího momentu umístěném mezi motorem a převodovou skříní. Tato metoda bude v této zkušebně v brzké době realizována. Výsledky získané z těchto metod jsou z hlediska přesnosti totožné.

8 Seznam použité literatury

- [1] LUTSEY, Nicholas. A technical analysis of model year 2011 US automobile efficiency. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 2012, 17.5: 361-369.
- [2] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel: spojky, převodovky, rozvodovky, diferenciály, hnací hřídele, klouby*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000, 312 s. ISBN 80-238-5275-2.
- [3] *Car Clutch* [online]. 2012 [cit. 2014-06-01]. Dostupné z: <http://matscicarclutch.wordpress.com/>
- [4] *Exedy Clutch* [online]. 2012 [cit. 2014-06-01]. Dostupné z: <http://www.exedy.co.uk>
- [5] *Frenos Sauleda, S.A* [online]. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://www.frenossauleda.cz/>
- [6] Převodná ústrojí II. *Škoda techweb* [online]. 2004 [cit. 2014-04-07]. Dostupné z: <http://skoda.panda.cz/clanek.php3?id=436>
- [7] *INFLUENCE FACTORS ON GEARBOX POWER LOSS* [online]. 2009[cit. 2014-04-07]. Dostupné z: <http://paginas.fe.up.pt/clme/IRF2009/PROCEEDINGS/PAPERS/P0216.pdf>
- [8] *Das DSG-Doppelkupplungsgetriebe*. Brieffach, 2008.
- [9] SEMETKO, Jozef. *Vlastnosti motorových vozidiel*. Bratislava: Vysoká škola poľnohospodárska, 1996. ISBN 8071372684.
- [10] Citroen BX 1.9 GTi 16V Diferenciály. *Diopan* [online]. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://www.diopan.cz/citroenbx/diferencial.htm>
- [11] Samočinné bezestupňové převodovky - Plynule a bez zubů. *Automobil revue*. 2011, č. 6.
- [12] MATĚJKA, Rostislav. *Vozidla silniční dopravy 2*. 3. vyd. Žilina: Vysoká škola dopravy a spojov, 1994. ISBN 8071000744.
- [13] Kitabayashi, H., Li, C. Y., & Hiraki, H. (2003). *Analysis of the Various Factors Affecting Drag Torque in Multiple-Plate Wet Clutches*. Yokohama: SAE.
- [14] NĚMEČEK, Pavel. *Kolové dopravní a manipulační stroje I: Hnací hřídele*. Liberec, 2009.

- [15] Cars 101: How much power does a car really make?. WALKER, Nicholas. *Mind over Motor: Real People, Real Opinions On Everything Automotive* [online]. 2011 [cit. 2014-04-02]. Dostupné z: <http://mindovermotor.com/2011/07/03/cars-101-how-much-power-does-a-car-really-make/>
- [16] CAR AND DRIVER [online]. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://www.caranddriver.com/>
- [17] Wirkungsgrad. *Kfz-tech.de* [online]. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://www.kfz-tech.de/Formelsammlung/Wirkungsgrad.htm>
- [18] VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel/ výkon vozidla, brzdné vlastnosti, převodová ústrojí, řízení, geometrie kol, tlumiče a pružiny, řiditelnost a ovladatelnost, životnostní zkoušky, motor, zapalování, elektronické systémy*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2001, 576 s. ISBN 80-239-3717-0.
- [19] *Dynamic, Mechanical Efficiency and Fatigue Analysis of the Double Cardan Homokinetic Joint*. Roma. Universita di Roma Tor Vergeta.
- [20] Gears-Gear Efficiency. *RoyMech* [online]. 2013 [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Drive/Gear_Efficiency.html
- [21] *Mechanical Efficiency of Straight Bevel Gears Used in Photovoltaic Trackers Depending on Geometrical Parameters*. México,: 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, 2011.
- [22] SKF. *Tření*. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_00_04_Treni.pdf
- [23] Válcové zkušebny výkonu AHS PRÜFTECHNIK. *Univer* [online]. [cit. 2014-04-14]. Dostupné z: <http://www.univer.cz/valcove-zkusebny-vykonu-ahs-pruftechnik-id1944>
- [24] <http://www.rototest.com/dynamometer/energy.php?DN=77&Visitor=1>
- [25] *DRIVELINE TEST BED “ POWER TRAIN IN THE LOOP ”*. Dostupné z: https://www.avl.com/c/document_library/get_file?uuid=95c68b24-6b1f-4127-9dcd-f19f100a7385&groupId=10138
- [26] *Advaced four PM dynamometer NVH system*. 2011. Dostupné z: <http://www.meidenamerica.com/PDFFiles/MeidenArticle.pdf>

- [27] DYNO-mite affordable axle mounted dynamometer absorption units. *DYNO mite™ Dynamometer* [online]. [cit. 2014-03-09]. Dostupné z: http://www.land-and-sea.com/axle-hub_dyno/axle-hub-dyno.htm
- [28] *TOYOTA MOTORSPORT GmbH TRANSMISSION TEST SYSTEM*. Dostupné z: http://www.toyota-motorsport.com/media/tmg/TTS_Mini_Brochure_04.pdf
- [29] *AXILINE 66K*. Dostupné z: <http://www.superflow.com/PDF/TransDynoSF-66K.pdf>
- [30] Schenck Pegasus Announces a Dynamometer System Capable of Complete Engine Emulation for Powertrain and FEAD Testing. In: *Business Wire* [online]. Business Editors/Automotive Writers, 2003 [cit. 2014-04-01]. Dostupné z: <http://www.thefreelibrary.com/Schenck+Pegasus+Announces+a+Dynamometer+System+Capable+of+Complete...-a098385789>
- [31] *Horiba* [online]. 1996-2014 [cit. 2014-04-01]. Dostupné z: <http://www.horiba.com/automotive-test-systems/>
- [32] KOKALJ, Gerhard a Christoph ZACH. *NEW INNOVATION: Revolutionary actual engine torque measurement in vehicle and assessment of torque accuracy*. Austria, 2013.
- [33] *Meření točivého momentu motoru ve vozidle*. Liberec, 2011. Bakalářská práce. Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní.
- [34] *Měření kvality převodovek* [online]. 1998 [cit. 2014-04-06]. Dostupné z: <http://akce.fs.vsb.cz/1998/asr98/Sbornik/benes/benes.htm>
- [35] *Informační bulletin*. TES VSETÍN s.r.o., 2013.
- [36] TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCÍ. *Kupní smlouva - Powertrain test bed systém: Příloha č.1 - Technická specifikace*. Liberec.
- [37] SOWLE, Jack M. *Vehicle parasitic loss and drive line efficiency test fixture and method*. U.S. Patent No 7,530,263, 2009.